

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Matija Gložinić

Zagreb, 2014.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Igor Balen, dipl.ing.stroj.

Student:

Matija Gložinić

Zagreb, 2014.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof.dr.sc. Igoru Balenu, dipl.ing.stroj. na stručnim savjetima i pomoći tijekom izrade ovog rada.

Matija Gložinić



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

Sveučilište u Zagrebu	
Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student:

MATIJA GLOŽINIĆ

Mat. br.: 0035178961

Naslov rada na
hrvatskom jeziku:

**PROJEKT SUSTAVA VENTILACIJE, GRIJANJA I HLADENJA
INDUSTRIJSKE HALE**

Naslov rada na
engleskom jeziku:

**DESIGN OF VENTILACIJE, HEATING AND COOLING SYSTEM
FOR INDUSTRIAL PLANT**

Opis zadatka:

Potrebno je proračunati i projektirati instalaciju sustava ventilacije te sustava grijanja i hlađenja, za industrijsku halu s uredima ukupne korisne površine 800 m² (hala 550 m² i uredi 250 m²), prema zadanoj arhitektonskoj podlozi. Za potrebe hale i ureda predvidjeti odvojene sustave centralne niskotlačne ventilacije s povratom topline iz istrošenog zraka.

Za grijanje i hlađenje u zgradi potrebno je usporediti tri varijante rješenja (prema odabiru studenta) te odabrati optimalno rješenje na temelju investicijskih i pogonskih troškova.

Proizvodna hala se nalazi na području grada Ludbrega.

Na raspolaganju su energetske izvori:

- niskotlačni plinski priključak,
- elektro-priključak 220/380V; 50Hz,
- vodovodni priključak tlaka 5 bar.

Rad treba sadržavati:

- toplinsku bilancu zgrade za zimsko i ljetno razdoblje,
- toplinsku i količinsku bilancu zračnog sustava,
- tehnno-ekonomsku analizu tri moguće varijante rješenja s izborom optimalnog rješenja,
- hidraulički proračun zračnih kanala i cijevnog razvoda ogrjevnog i rashladnog medija,
- tehničke proračune koji definiraju izbor opreme,
- tehnički opis funkcije termotehničkog postrojenja,
- funkcionalnu shemu spajanja i shemu regulacije,
- crteže kojima se definira raspored i montaža opreme.

U radu navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

25. rujna 2014.

Rok predaje rada:

27. studenog 2014.

Predviđeni datumi obrane:

3., 4. i 5. prosinca 2014.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Igor Balen

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Zvonimir Guzović

SADRŽAJ

POPIS SLIKA	III
POPIS TABLICA.....	IV
POPIS DIJAGRAMA	V
POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE	VI
POPIS OZNAKA	VII
SAŽETAK.....	IX
SUMMARY	X
1. Uvod.....	11
2. Proračun toplinskih gubitaka objekta	14
2.1. Transmisijski toplinski gubici	14
2.2. Ventilacijski toplinski gubici.....	14
2.3. Gubici topline zbog prekida grijanja	15
2.4. Rezultati proračuna.....	15
3. Proračun toplinskog opterećenja prema CLTD/SCL/CLF	16
4. Tehno-ekonomska analiza tri moguće varijante rješenja sustava grijanja, hlađenja i ventilacije.....	22
5. Termodinamički proračun KGH sustava.....	26
5.1. Ventilacijski zahtjevi.....	26
5.2. Termodinamički proračun sustava ventilacije za uredske prostore.....	27
5.3. Termodinamički proračun sustava ventilacije za proizvodnu halu	33
6. Hidraulički proračun cjevovoda	38
6.1. Proračun dimenzija cjevovoda	38
6.2. Proračun pada tlaka kritičnih dionica cjevovoda	42
6.2.1. Pad tlaka u sustavu tople vode:	42
6.2.2. Pad tlaka u sustavu hladne vode:.....	43
7. Proračun pada tlaka u ventilacijskim kanalima.....	45
7.1. Proračun pada tlaka u kanalima sustava ventilacije proizvodne hale:	45
7.2. Proračun pada tlaka u kanalima u sustavu ventilacije uredskih prostora:	46
8. Odabir opreme.....	47
8.1. Odabir klima jedinice	47
8.2. Odabir pločastog izmjenjivača topline	51
8.3. Odabir kombiniranog razdjelnika/sabirnika tople vode:	52
8.4. Odabir kombiniranog razdjelnika/sabirnika hladne vode	52
8.5. Odabir cirkulacijskih pumpi.....	52
8.6. Odabir troputnih prekretnih ventila	55
8.7. Odabir ventilokonvektora.....	55
8.8. Odabir rashladnika vode:.....	56
8.9. Odabir plinskog kotla	57
9. Odabir ekspanzijske posude u krugu grijanja	59
9.1. Krug grijanja.....	59
9.2. Krug hlađenja	60

10 . Tehnički opis funkcije termotehničkog sustava	61
10.1. Sustav grijanja	61
10.2. Sustav hlađenja.....	62
10.3. Ventilacija	62
11. Zaključak	64
LITERATURA.....	65

POPIS SLIKA

Slika 1: Centralni sustav klimatizacije	12
Slika 2: Zračno – vodeni sustav	13
Slika 3: VRV sustav	13
Slika 4: Princip rada pločastog izmjenjivača topline	28

POPIS TABLICA

Tablica 1: Ukupni toplinski gubici uredskih prostora	15
Tablica 2: Ukupni toplinski gubici proizvodne hale	15
Tablica 3: Ukupni dobici topline uredskih prostora	21
Tablica 4: Ukupni dobici topline proizvodne hale	21
Tablica 5: Investicijski troškovi centralne klimatizacije	22
Tablica 6: Investicijski troškovi niskotlačne ventilacije i sustava ventilokonvektora	22
Tablica 7: Investicijski troškovi VRV	23
Tablica 8: Investicijski i pogonski troškovi (godišnje) za svaku varijantu rješenja	23
Tablica 9: Pogonski troškovi tri analizirana rješenja grijanja hlađenja i ventilacije	24
Tablica 10: Potrebna količina vanjskog zraka za prostore u kojima borave ljudi	26
Tablica 11: Potrebna količina vanjskog zraka za prostore u kojima ljudi povremeno borave	26
Tablica 12: Preporučene brzine strujanja vode u cijevima	38
Tablica 13: Dimenzije spojnih cjevovoda za urede i proizvodnu halu	39
Tablica 14: Dimenzije glavnih cjevovoda za urede	39
Tablica 15: Dimenzije glavnih cjevovoda u proizvodnoj hali	40
Tablica 16: Dimenzije cjevovoda od razdjeljivača grijanja do grijača u klima jedinici	40
Tablica 17: Dimenzije cjevovoda od razdjeljivača hlađenja do hladnjaka u klima jedinici	40
Tablica 18: Dimenzije cjevovoda od kotla do hidrauličke skretnice	41
Tablica 19: Dimenzije cjevovoda od hidrauličke skretnice do razdjelnika tople vode	41
Tablica 20: Dimenzioniranje cjevovoda od rashladnika vode do izmjenjivača topline	41
Tablica 21: Dimenzije cjevovoda od izmjenjivača topline do razdjelnika hlađenja	41
Tablica 22: Pad tlaka kritične dionice u ventilokonvektorskom krugu	42
Tablica 23: Pad tlaka kritične dionice od kotla do hidrauličke skretnice	42
Tablica 24: Pad tlaka kritične dionice u kugu grijača klima jedinice	43
Tablica 25: Pad tlaka kritične dionice ventilokonvektorskog kruga	43
Tablica 26: Pad tlaka kritične dionice od hladnjaka do izmjenjivača topline	43
Tablica 27: Pad tlaka kritične dionice u krugu hladnjaka klima jedinice	44
Tablica 28: Proračun pada tlaka – tlačni kanal – proizvodna hala	45
Tablica 29: Proračun pada tlaka – odsisni kanal – proizvodni prostor	45
Tablica 30: Proračun pada tlaka – tlačni kanal – uredski prostor	46
Tablica 31: Proračun pada tlaka – odsisni kanal – uredski prostor	46
Tablica 32: Odabir izmjenjivača topline	51
Tablica 33: Traženi i instalirani učin za uredske prostore – ljeto	55
Tablica 34: Traženi i instalirani učin za uredske prostore – zima	56
Tablica 35: Traženi i instalirani učin – ljeto i zima - hala	56
Tablica 36: Količina vode u cjevnom razvodu	59
Tablica 37: Količina vode u uređajima	59

POPIS DIJAGRAMA

Dijagram 1: Analiza investicijskih troškova i troškova pogona u periodu od 15 godina	25
Dijagram 2: Prikaz procesa pripreme zraka u h-x za uredske prostore-ZIMA	30
Dijagram 3: Prikaz procesa pripreme zraka u h-x za uredske prostore-LJETO.....	33
Dijagram 4: Prikaz procesa pripreme zraka u h-x za proizvodnu halu-ZIMA.....	35
Dijagram 5: Prikaz procesa pripreme zraka u h-x za proizvodnu halu-LJETO	37

POPIS TEHNIČKE DOKUMENTACIJE

1. Tlocrt prizemlja – Shema cijevnog razvoda sustava grijanja i hlađenja
2. Tlocrt kata – Shema cijevnog razvoda sustava grijanja i hlađenja
3. Tlocrt prizemlja – Shema ventilacijskih kanala
4. Tlocrt kata – Shema ventilacijskih kanala
5. Funkcionalna shema spajanja i regulacije

POPIS OZNAKA

Oznaka	Jedinica	Opis
ϑ_v	°C	Vanjska temperatura
ϑ_p	°C	Temperatura u prostoriji
$Q_{T,i}$	W	Transmisijski gubici topline
$Q_{V,i}$	W	Ventilacijski gubici topline
$Q_{HL,i}$	W	Ukupni gubici topline
φ	-	Relativna vlažnost
ϑ_{SD}	°C	Dnevni raspon temperatura
k	W/m ² ·K	Koeficijent
A	m ²	Površina
$\Delta CLTD$	°C	Temperaturna razlika rashladnog opterećenja
$\Delta \vartheta_{LM}$	°C	Temperaturna korekcija
SC	-	Koeficijent zasjenjena
q_{SHGF}	W	Vrijednost toplinskog toka na referentno staklo
Q_o	W	Osjetna toplina
Q_L	W	Latentna toplina
CLF	-	Faktor rashladnog opterećenja
η	-	Stupanj korisnosti
ρ	kg/m ³	Gustoća
V	m ³ /h	Protočni volumen
r	kJ/kg	Toplina isparavanja

x	g/kg	Sadržaj vlage
c_p	J/kgK	Specifična toplina
φ	-	Relativna vlažnost
$\Delta\vartheta$	°C	Razlika temperatura
h	kJ/kg	Entalpija
Δh	kJ/kg	Razlika entalpija
ϑ_{sr}	°C	Srednja temperatura
w	m/s	Brzina strujanja
Δp	bar	Razlika tlaka
Δp_{eks}	Pa	Eksterni pad tlaka
R	Pa/m	Jedinični pad tlaka po metru cijevi
l	m	Duljina
ξ	-	Koeficijent lokalnih gubitaka
Z	Pa	Pad tlaka uslijed lokalnih gubitaka
m	kg/S	Maseni protok
d	mm	Unutarnji promjer cijevi
d_e	mm	Ekvivalentni promjer cijevi
η_r	m	Iskoristivost
P	kW	Snaga
Q_H	kW	Toplinski učin hladnjaka
Q_{dog}	kW	Toplinski učin dogrijača
Q_{pg}	kW	Toplinski učin predgrijača
a	m	Širina
b	m	Visina

SAŽETAK

Ovaj diplomski rad obuhvaća projektno rješenje sustava grijanja, hlađenja i ventilacije objekta koji se sastoji od uredskih prostora i proizvodne hale. Objekt se nalazi na području grada Ludbrega.

Kao rješenje za grijanje i hlađenje uredskih prostora i proizvodne hale odabran je dvocijevni vodeni sustav grijanja i hlađenja pomoću ventilokonvektora sa prekretnjem između grijanja i hlađenja. Potrebna količina vanjskog zraka za uredske prostore i proizvodnu halu ubacuje se pomoću odvojenih sustava niskotlačne mehaničke ventilacije.

Za potrebe grijanja odabran je kondenzacijski kotao, a za potrebe hlađenja rashladnik vode.

Projektno rješenje obuhvaća tehno-ekonomsku analizu tri moguća sustava grijanja, hlađenja i ventilacije te odabir optimalnog na temelju investicijskih i pogonskih troškova. U radu se nalazi kompletan termodinamički proračun toplinskih gubitaka i dobitaka, hidraulički proračun i proračun zračnih kanala. Grafički je prikazana dispozicija cijevne mreže, zračnih kanala i funkcionalna shema spajanja i regulacije.

Ključne riječi: grijanje, hlađenje, ventilacija, industrijska hala

SUMMARY

This diploma thesis contains project decision for thermotechnical system of heating, cooling and ventilation of the object with office spaces and production hall. The object is situated in the area of city of Ljubljana.

Twin-tube water heating and cooling system supported by fan coil with cooling-heating reversing option was chosen for cooling and heating of the object. The required amount of fresh air is inserted into offices and hall through separated system of low-pressure mechanical ventilation.

Condensable boiler was chosen for heating, and water cooler for cooling.

Project solution contains techno-economical analysis of three different HVAC systems and the optimal has been determined due its investment and operating costs. The paper covers the complete calculations of heating and cooling peak load, hydraulic calculations and calculation of air channels.

Annex contains graphic illustrations of the arrangement of the equipment, distribution of air channels and the pipeline array and the schematic for connection and regulation of the system.

Keywords: heating, cooling, ventilation, industrial plant

1. Uvod

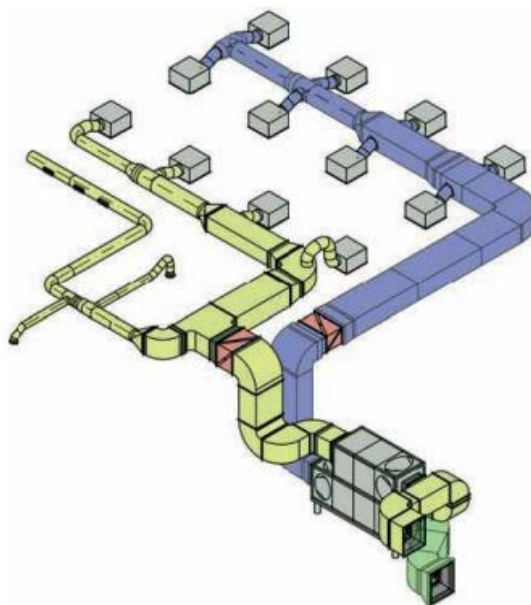
Razvojem ljudske civilizacije i napretka tehnologije, osobito polovicom dvadesetog stoljeća, došlo je do naglog podizanja standarda koji definiraju uvjete za rad i život ljudi.

U tom smislu veliki značaj ima razvoj tehnologija koje omogućavaju stvaranje odnosno održavanje mikroklimatskih uvjeta u prostorima. Osim same ugone boravka u kondicioniranim prostorima značajan je utjecaj iste na produktivnost rada ljudi koji borave u takvim prostorima, a što u danjašnjem gospodarstvu predstavlja značajan resurs.

Zadatak diplomskog rada bio je projektirati sustav grijanja, hlađenja i niskotlačne ventilacije za objekt u industrijskoj zoni na području grada Ludbrega. Objekt se sastoji od poslovnog prostora i proizvodne hale. Poslovni prostor se proteže u 2 etaže ukupne površine 250 m². Proizvodna hala je površine 550 m².

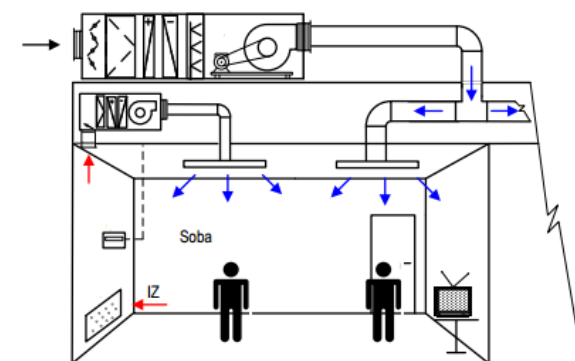
Na temelju tehno – ekonomske analize tri moguće varijante rješenja sustava grijanja, hlađenja i ventilacije trebalo je odabrati optimalno rješenje. U nastavku su opisani sustavi koji su obuhvaćeni tehno – ekonomskom analizom.

Prvi sustav koji je analiziran bila je centralna klimatizacija uredskih prostora i proizvodne hale. Klimatizacija je složen proces koji uključuje kondicioniranje, transport i ubacivanje zraka u klimatizirani prostor. Klimatizacijom se reguliraju i održavaju u zadanim granicama parametri poput temperature, relativne vlažnosti, brzine strujanja zraka, sve s ciljem postizanja ugodnog boravka u prostoriji. Centralna klimatizacija je zračni sustav kod kojeg je nositelj toplinskog opterećenja zrak, što znači da se toplinski gubici prostora tijekom sezone grijanja pokrivaju zrakom koji se dovodi u prostor sa temperaturom koja je viša od temperature prostorije. Ljeti je proces obrnut, odnosno toplinsko opterećenje nastalo od okoliša i unutarnjih izvora odvodi se zrakom niže temperature od temperature prostorije. Glavne komponente sustava centralne klimatizacije su klima jedinica u kojoj se nalaze grijač, hladnjak, ovlaživač, i ventilator te kanali koji služe za distribuciju zraka u kondicionirani prostor. Generator toplinskog učina može biti kotao ili dizalica topline. Kao generator rashladnog učina upotrebljava se rashladnik vode ili dizalica topline.



Slika 1: Centralni sustav klimatizacije

Drugi sustav je niskotlačni sustav ventilacije i ventilokonvektorsko grijanje i hlađenje. Ovaj način kondicioniranja prostora spada u zračno - vodene sustave. U centralnoj klima jedinici najčešće se priprema samo primarni vanjski zrak, koji se razvodi po prostorijama prvenstveno za potrebe ventilacije. Pokrivanje toplinskih gubitaka i toplinskog opterećenja zgrade, vrši se korištenjem vode kao ogrijevnog odnosno rashladnog medija preko sekundarnog vodenog sustava koji ima kompaktnije dimenzije od zračnog. Na taj način mogu se značajno smanjiti dimenzije zračnih kanala, jer zrak više ne preuzima grijanje i hlađenje zgrade, čime se smanjuje njegov volumni protok kroz zgradu. Za standardne parametre strujanja u režimu hlađenja, razlika u površini poprečnog presjeka je oko 305 puta.

**Slika 2: Zračno – vodeni sustav**

Treće rješenje je VRV sustav. Osnovna karakteristika ovog sustava je varijabilan protok radne tvari. Osim toga VRV se sastoji od većeg broja unutrašnjih jedinica koje su povezane na jednu vanjsku jedinicu. VRV je pogodan za srednje i velike zgrade u kojima se ugrađuje jedan ili više neovisnih sustava. Osim što se cijeli sustav može koristiti kao uređaj za grijanje ili hlađenje, postoji mogućnost da jedan dio unutrašnjih jedinica hladi prostor dok drugi dio uređaja prostor grije upravo onom toplinom koje je odvedena iz prostorija koje se hlade. Takvim načinom rada mogu se ostvariti značajne uštede energije. VRV sustav koji će se analizirati sastoji se od jedne vanjske i 12 unutrašnjih jedinica za svaku prostoriju što se tiče uredskih prostora, dok je grijanje i hlađenje proizvodne hale izvedeno VRV sustavom u sklopu niskotlačne klimatizacije (zračni sustav). To znači da se u centralnoj klima jedinici nalazi izmjenjivač koji grije ili hladi zrak na principu direktne ekspanzije radne tvari. Izmjenjivač je priključen na vanjsku VRV jedinicu.

**Slika 3: VRV sustav**

2. Proračun toplinskih gubitaka objekta

Postupak proračuna gubitaka topline prema HRN EN 12 831, mjerodovan je za određivanje nazivnih snaga termotehničkih sustava grijanja, odnosno za odabir opreme.

Ukupni toplinski gubitak pojedinačnog i-tog prostora izračunava se prema izrazu:

$$\Phi_i = \Phi_{Ti} + \Phi_{Vi} \quad [W]$$

pri čemu su:

Φ_{Ti} – transmisijski toplinski gubici i-tog grijanog prostora [W]

Φ_{Vi} – ventilacijski toplinski gubici i-tog grijanog prostora [W]

2.1. Transmisijski toplinski gubici

Transmisijski toplinski gubici i-tog grijanog prostora proračunavaju se prema izrazu:

$$\Phi_{i,T} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) * (\vartheta_{int,t} - \vartheta_e)$$

gdje su:

$H_{T,ie}$ – koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka od grijanog prostora prema okolišu kroz omotač zgrade [W/K]

$H_{T,iue}$ – koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka od grijanog prostora prema okolišu kroz negrijani prostor [W/K]

$H_{T,ig}$ – koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka od grijanog prostora prema tlu [W/K]

$H_{T,ij}$ – koeficijent transmisijskog toplinskog gubitka od grijanog prostora prema susjednom prostoru grijanog na nižu temperaturu [W/K]

2.2. Ventilacijski toplinski gubici

Ventilacijski toplinski gubici i-tog grijanog prostora izračunavaju se prema izrazu:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} * (\vartheta_{int} - \vartheta_e) \quad [W]$$

gdje su:

$H_{V,i}$ – koeficijent ventilacijskih toplinskih gubitaka topline [W/K]

ϑ_{int} – unutarnja projektna temperatura grijanog prostora [$^{\circ}C$]

ϑ_e – vanjska projektna temperatura [$^{\circ}C$]

2.3. Gubici topline zbog prekida grijanja

Prostori sa prekidima grijanja zahtijevaju dodatnu toplinu za zagrijavanje do unutarnje projektne temperature prostorije nakon što ona u periodu prekida grijanja padne.

$$\phi_{HR,i} = A_i * f_{RH} \text{ [W]}$$

A_i – površina poda grijanog prostora sa ½ debljine zidova [m²]

f_{RH} – korekcijski faktor ovisan o vremenu zagrijavanja i pretpostavljenom padu temperature za vrijeme prekida [W / m²]

2.4. Rezultati proračuna

Tablica 1: Ukupni toplinski gubici uredskih prostora

	Broj prostorije	Naziv prostorije	Projektni toplinski gubici prostorije [W]
Prizemlje	001	Tehnička priprema	652,2
	002	Tehnološka priprema	394,4
	003	Portirna	554,3
	004	Kancelarija	863,8
	005	Kancelarija	730,7
	006	Predprostor + stepenište	1325,9
	007	Čajna kuhinja	295,3
	008	Garderoba	280,7
	009	Hodnik	125,2
	010	Sanitarije	572,5
Kat	011	Proizvodno razvojni prostor	2580,7
	012	Proizvodno razvojni prostor	3400,9
	013	Galerija + stepenište	1112,3
Ukupni gubici topline - uredski prostori $\Phi_{G1} = 13\ 175\ \text{W}$			

Tablica 2: Ukupni toplinski gubici proizvodne hale

	Broj prostorije	Naziv prostorije	Projektni toplinski gubici prostorije [W]
Hala	014	Proizvodni prostor	39043,1
	015	Proizvodni prostor	11274,5
	016	Održavanje-radiona	2640,7
Ukupni gubici topline - uredski prostori $\Phi_{G2} = 52958,43\ \text{W}$			

3. Proračun toplinskog opterećenja prema CLTD/SCL/CLF

Prvi i najvažniji korak kod projektiranja i ugradnje određenog rashladnog sustava jest proračun toplinskog opterećenja zgrade.

CLTD/SCL/CLF jest metoda razvijena kao postupak ručnog proračuna u jednom prolazu temeljen na TFM metodi. TFM se koristi za izračunavanje toplinskih dobitaka koji se zatim pretvaraju u toplinsko opterećenje pomoću RTF (prijenosne funkcije prostorije) i prikazuju u nizu tablica za različite tipove gradnje u obliku CLTD, SCL, CLF faktora. Pogreške uvedene ovim postupkom ovise o razlikama između stvarnog tipa gradnje za koji se provodi proračun i onog korištenog za izračun tabličnog CLTD-a.

Izvori topline u prostoriji mogu biti osjetni i latentni. Osjetna topline se očituje u promjeni temperature, dok latentna topline ne mijenja temperaturu, ali mijenja sadržaj vlage u prostoru, odnosno specifičnu entalpiju.

Ukupno toplinsko opterećenje prostorije (u ljetnom razdoblju) jednako je:

$$Q_{uk} = Q_{vanj} + Q_{un} + Q_{vent}$$

Vanjsko, unutarnje te toplinsko opterećenje zbog prirodne ventilacije pri tome su jednaki:

$$Q_{vanj} = Q_{krov} + Q_{v.zid} + Q_{proz.konv} + Q_{proz.zr} + Q_{u.zid},$$

odnosno

$$Q_{un} = Q_{os.senz} + Q_{os.lat} + Q_{ras} + Q_{SU} + Q_{opr.senz} + Q_{opr.lat},$$

to jest:

$$Q_{vent} = Q_{vent.senz} + Q_{vent.lat}.$$

Pri tome su:

- Q_{vanj} - ukupno vanjsko toplinsko opterećenje [W]
- Q_{krov} - toplinski dobitci provođenjem i konvekcijom kroz vanjski krov [W]
- $Q_{v.zid}$ - toplinski dobitci provođenjem i konvekcijom kroz vanjski zid [W]
- $Q_{proz.konv}$ - toplinski dobitci iz okolice provođenjem i konvekcijom kroz ostakljene plohe [W]
- $Q_{proz.zr}$ - toplinski dobitci zračenjem kroz ostakljene plohe [W]
- $Q_{u.zid}$ - toplinski dobitci iz susjednih prostorija provođenjem i konvekcijom kroz unutarnji zid, strop ili pod [W]
- Q_{un} - ukupno unutarnje toplinsko opterećenje [W]
- $Q_{os.senz}$ - senzibilna topline koju odaju osobe [W]
- $Q_{os.lat}$ - latentna topline koju odaju osobe [W]
- Q_{ras} - topline koju odaju rasvjetna tijela [W]

Q_{SU}	- toplina koju odaju strojevi i uređaji opremljeni motorom	[W]
$Q_{opr.senz}$	- senzibilna toplina koju odaje oprema (npr. kuhala i sl.)	[W]
$Q_{opr.lat}$	- latentna toplina koju odaje oprema	[W]
Q_{vent}	- ukupno toplinsko opterećenje zbog prirodne ventilacije	[W]
$Q_{vent.senz}$	- senzibilna toplina dovedena zbog prirodne ventilacije	[W]
$Q_{vent.lat}$	- latentna toplina dovedena zbog prirodne ventilacije	[W]

Toplinski dobici provođenjem i konvekcijom kroz krovne plohe jednaki su:

$$Q_{krov} = k_{krov} A_{krov} \Delta\vartheta_{CLTD}$$

pri čemu su:

k_{krov}	- koeficijent prolaza topline krova, [W/(m ² K)]
A_{krov}	- površina krovne plohe, [m ²]
$\Delta\vartheta_{CLTD}$	- temperaturna razlika toplinskog opterećenja za prolaz topline kroz krovne plohe, [°C]

Toplinski dobici provođenjem i konvekcijom kroz vanjske zidove jednaki su:

$$Q_{v.zid} = k_{v.zid} A_{v.zid} \Delta\vartheta_{CLTD}$$

$Q_{v.zid}$	- koeficijent prolaza topline vanjskog zida [W/(m ² K)]
$A_{v.zid}$	- površina plohe vanjskog zida, [m ²]
$\Delta\vartheta_{CLTD}$	- temperaturna razlika toplinskog opterećenja za prolaz topline kroz vanjski zid, [°C]

Brojčane vrijednosti temperaturne razlike toplinskog opterećenja (CLTD) za prolaz topline kroz krov i vanjski zid određene su uz uvjete:

- površina plohe krova ili zida je tamna
- temperatura zraka u prostoriji jednaka je 25,5 °C
- najviša temperatura vanjskog zraka jednaka je 35 °C, srednja 29,5 °C, a dnevni temperaturni raspon 11,6 °C
- vrijednost Sunčevog zračenja pretpostavlja se za 40 ° SZŠ na dan 21. srpnja pri vedrom vremenu
- koeficijent prijelaza topline na vanjskoj, odnosno unutarnjoj plohi krova ili zida jednak je 16,94 W/(m² K), odnosno 8,26 W/(m² K)

- spuštene strop (kod prolaza topline kroz krov) ne služi kao plenum, tj. kroz njega nema strujanja zraka

Za različite uvjete, korekcija se određuje jednadžbom:

$$\Delta\vartheta_{\text{CLTD, kor}} = \Delta\vartheta_{\text{CLTD}} + (25,5 - \vartheta_{\text{zr}}) + (\vartheta_{\text{v}} - 29,4),$$

pri čemu su:

$\Delta\vartheta_{\text{CLTD, kor}}$ - korigirana temperaturna razlika toplinskog opterećenja, [°C]

$\Delta\vartheta_{\text{CLTD}}$ - očitana temperaturna razlika toplinskog opterećenja, [°C]

ϑ_{zr} - temperatura zraka u prostoriji, [°C]

ϑ_{v} - razlika najveće moguće vanjske temperature i polovice dnevnog temperaturnog raspona, [°C]

Toplinski dobici provođenjem i konvekcijom kroz ostakljene (prozorske) plohe jednaki su:

$$Q_{\text{proz.konv}} = k_{\text{proz}} \cdot A_{\text{proz}} \cdot \Delta\vartheta_{\text{CLTD}}$$

k_{proz} - koeficijent prolaza topline stakla, [W/(m² K)]

A_{proz} - površina ostakljene plohe, [m²]

$\Delta\vartheta_{\text{CLTD}}$ - temperaturna razlika toplinskog opterećenja za prolaz topline kroz ostakljene plohe, [°C]

Toplinski dobici zračenjem kroz ostakljene (prozorske) plohe jednaki su:

$$Q_{\text{proz.zr}} = A_{\text{proz}} \cdot s_c \cdot q_{\text{SCL}}$$

A_{proz} - površina ostakljene plohe, [m²]

s_c - koeficijent zasjenjenja, [-]

q_{SCL} - toplinsko opterećenje prostorije od Sunčevog zračenja, [W/m²]

Toplinski dobici iz susjednih prostorija provođenjem i konvekcijom kroz unutarnji (pregradni) zid, strop ili pod jednaki su:

$$Q_{\text{u.zid}} = k_{\text{u.zid}} \cdot A_{\text{u.zid}} (\vartheta_{\text{sus}} - \vartheta_{\text{zr}})$$

pri čemu su:

$k_{\text{u.zid}}$ - koeficijent prolaza topline pregradnog zida, stropa ili poda, [W/(m² K)]

$A_{\text{u.zid}}$ - površina pregradnog zida, stropa ili poda, [m²]

ϑ_{sus} - temperatura zraka u pregradnoj prostoriji, [°C]

ϑ_{zr} - temperatura zraka u prostoriji, [°C]

Senzibilna i latentna toplina koju odaju osobe jednake su:

$$Q_{os.senz} = n \cdot q_s \cdot c_{LF}$$

odnosno

$$Q_{os.senz} = n \cdot q_L$$

pri čemu su:

n - broj osoba u prostoriji [-]

q_s, q_L - senzibilna, odnosno latentna toplina koju odaju osobe pri različitim aktivnostima, [W]

c_{LF} - faktor toplinskog opterećenja za osobe [-]

Toplina koju odaju rasvjetna tijela jednaka je:

$$Q_{ras} = P_{ras} \cdot f_{UR} \cdot f_{VR} \cdot c_{LF}$$

pri čemu su:

P_{ras} - ukupni električni učin rasvjetnih tijela, [W]

f_{UR} - faktor uporabe rasvjete (omjer broja uključenih i ukupnog broja rasvjetnih tijela) [-]

f_{VR} - faktor vrste i izvedbe rasvjete (npr. natrijeve, fluorescentne – određuje ga proizvođač) [-]

c_{LF} - faktor toplinskog opterećenja za rasvjetu [-]

Toplina koju odaju razni strojevi i uređaji pogonjeni motorom (najčešće elektromotorom) jednaka je:

- kada se stroj ili uređaj i motor nalaze u prostoriji:

$$Q_{su} = \frac{P}{\eta} f_o f_u c_{LF}$$

- kada se stroj ili uređaj nalaze u prostoriji, a motor van nje:

$$Q_{su} = P f_o f_u c_{LF}$$

- kada se motor nalazi u prostoriji, a stroj ili uređaj van nje:

$$Q_{su} = P \frac{1 - \eta}{\eta} f_o f_u c_{LF}$$

pri čemu su:

P - izlazna snaga motora (predana vratilu) [W]

η - stupanj djelovanja motora [-]

f_o - faktor opterećenja [-]

f_u - stupanj istodobnosti pogona [-]

c_{LF} – faktor toplinskog opterećenja za strojeve i uređaje [-]

Senzibilna i latentna toplina koju odaje oprema sa značajnijim izvorom topline i/ili vlage jednake su:

$$Q_{opr.senz} = P \cdot f_o \cdot f_z \cdot c_{LF}$$

Odnosno

$$Q_{opr.lat} = P_{op} \cdot f_u \cdot c_{LF}$$

pri čemu su:

P - nazivni toplinski učin opreme (osjetni dobici), [W]

P_{op} – nazivni toplinski učin opreme (latentni dobici), [W]

f_o - faktor opterećenja – daje ga proizvođač opreme [-]

f_z - faktor zračenja – daje ga proizvođač opreme [-]

f_u - stupanj istodobnosti pogona [-]

c_{LF} - faktor toplinskog opterećenja za opremu [-]

Senzibilna i latentna toplina dovedene zbog prirodne ventilacije jednake su:

$$Q_{vent.senz} = V_{zr.vent} \cdot \rho_{zr} \cdot c_{p.zr} (\vartheta_v - \vartheta_{zr}),$$

odnosno

$$Q_{vent.lat} = V_{zr.vent} \cdot \rho_{zr} \cdot r_v (x_v - x_{zr}),$$

a ukupna toplina dovedena uslijed ventilacije iznosi:

$$Q_{vent.} = V_{zr.vent} \cdot \rho_{zr} (h_v - h_{zr}),$$

Vrijede i iskustvene jednadžbe:

$$Q_{vent.senz} = 1,23 \cdot V_{zr.vent} (\vartheta_v - \vartheta_{zr}),$$

$$Q_{vent.lat} = 3010 \cdot V_{zr.vent} (x_v - x_{zr}),$$

i

$$Q_{vent.} = 1,2 \cdot V_{zr.vent} \cdot \rho_{zr} (h_v - h_{zr}),$$

Pritom su:

$V_{zr.vent}$ - količina (volumni protok) zraka koja prirodnom ventilacijom – kroz zazore vrata i prozora – ulazi u prostoriju, m^3/s

ρ_{zr} - gustoća zraka, kg/m^3 ($=1,2 kg/m^3$ u iskustvenim jednadžbama)

c_p - specifični toplinski kapacitet zraka, $J/(kg K)$ ($1000 J/(kg K)$ u iskustvenim jednadžbama)

r_v - specifična toplota isparavanja vode, kJ/kg ($= 2500 kJ/kg$)

$\vartheta_v, \vartheta_{zr}$ - temperatura zraka koji prirodnom ventilacijom dolazi u prostoriju i zraka u prostoriji
[°C]

Rezultati proračuna:

Tablica 3: Ukupni dobici topline uredskih prostora

	Broj prostorije	Naziv prostorije	Projektno toplinsko opterećenje prostorije [W]
Prizemlje	001	Tehnička priprema	526,72
	002	Tehnološka priprema	578,33
	003	Portirna	1753,93
	004	Kancelarija 13,19	1753,93
	005	Kancelarija 9,19	31,39
	006	Predprostor + stepenište	178,81
	007	Kuhinja	1753,93
	008	Garderoba	1354,09
	009	Hodnik 3,9 15	2109,86
	010	Sanitarije	779,38
Kat	011	Proizvodno razvojni prostor 45,23	24532,84
	012	Proizvodno razvojni prostor 63,52	6815,49
	013	Galerija + stepenište	4952,93
Ukupni toplinski dobici - uredski prostori – $\Phi_{H1}=11091,68 W$			

Tablica 4: Ukupni dobici topline proizvodne hale

	Broj prostorije	Naziv prostorije	Projektno toplinsko opterećenje prostorije [W]
Hala	014	Proizvodni prostor 411,01	24532,85
	015	Proizvodni prostor 131,4	6815,49
	016	Održavanje - radiona	4952,94
Ukupni toplinski dobici - uredski prostori - $\Phi_{H2} = 36301,27$			

4. Tehno-ekonomska analiza tri moguće varijante rješenja sustava grijanja, hlađenja i ventilacije

Provedena je tehno-ekonomska analiza tri moguće varijante rješenja s ciljem odabira optimalnog sustava grijanja, hlađenja i ventilacije.

Tehno-ekonomska analiza se sastoji od dva dijela. Prvi dio su investicijski troškovi pojedinog sustava. Drugi dio je analiza pogonskih troškova pojedinog sustava kroz neki vremenski period. U ovom slučaju vremenski period iznosi 15 godina.

Tablica 5: Investicijski troškovi centralne klimatizacije

Centralna klimatizacija			
Naziv proizvoda	Komada	Cijena [kn]	Ukupno [kn]
ProkPakt CPL 13 000	1	449375	449375
ProkPakt CPL 4000	1	292125	292125
EKO CUP S3 320 kW	1	25933	25933
Aquaciat 80 kW	1	70000	70000
Suma			837433

Tablica 6: Investicijski troškovi niskotlačne ventilacije i sustava ventilokonvektora

Ventilacija + ventilokonvektori			
Naziv proizvoda	Komada	Cijena [kn]	Ukupno [kn]
Ventilokonvektor VENKON 7	6	9799,2	58795,2
Ventilokonvektor VENKON 1	15	4629,6	69444
EKO-CUP S3 120kW	1	14760	14760
Aquaciat 50 kW	1	70000	70000
ProkPakt CPL 1000	2	118125	236250
Suma			449249,2

Tablica 7: Investicijski troškovi VRV

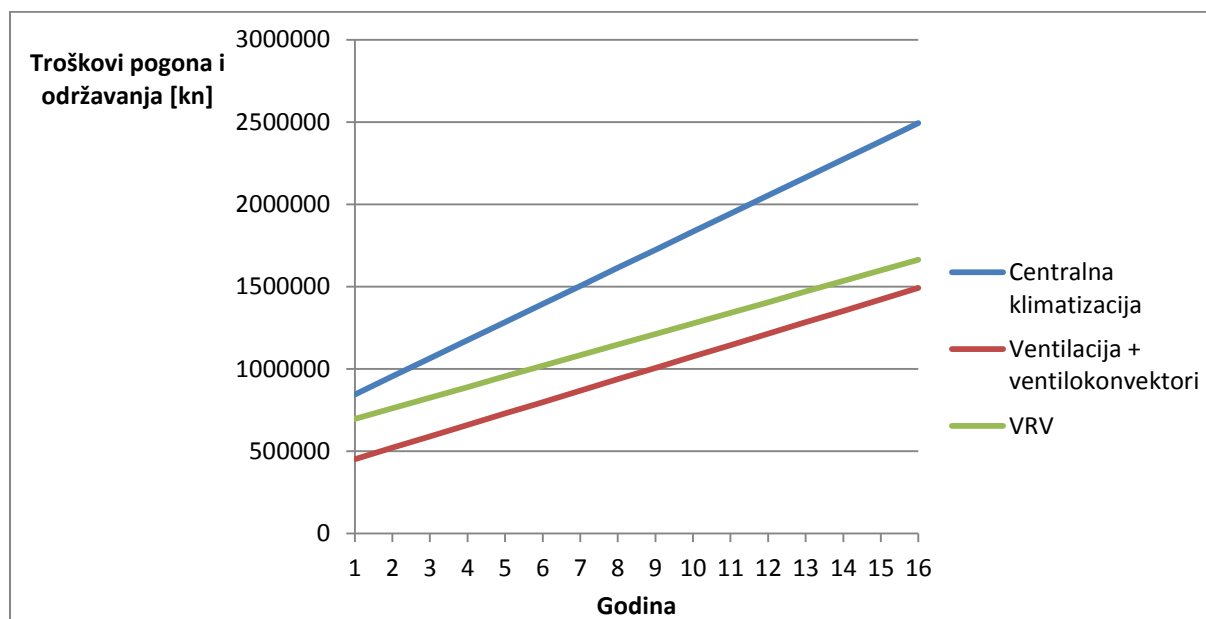
VRV			
Naziv proizvoda	Komada	Cijena [kn]	Ukupno [kn]
VRV IV Outdoor	1	45750	45750
VRV FXAQ15P	9	4440	39960
VRV FXAQ40P	1	4920	4920
VRV FXLQ20P	2	7040	14080
BRC1E52A -regulacija	12	850	10200
Razvod i spojni elementi			
KHRQ22M20T	9	615	5535
KHRQ22M29T	2	820	1640
VAM350FA - ventilacija	3	8055	24165
VRV EQR 250 AW1	4	42198	168792
Klima jedinica AHU Professional 13400 m3/h	1	350000	350000
EKEXV - Expansion valve kit	4	1428	5712
Remote controller	4	850	3400
Control Y	4	4770	19080
Suma			693234

Tablica 8: Investicijski i pogonski troškovi (godišnje) za svaku varijantu rješenja

	Centralna klimatizacija	Ventilacija+ ventilokonvektori	VRV
Troškovi pogona/godina [kn]	109835,3	69265,1	43691,2
Troškovi investicije [kn]	837433	449249,2	693234

Tablica 9: Pogonski troškovi tri analizirana rješenja grijanja hlađenja i ventilacije

	Centralna klimatizacija Troškovi [kn] - Centralna klimatizacija	Ventilacija + ventilokonvektori Troškovi [kn] - ventilokonvektor	VRV Troškovi [kn] - VRV
0	837433,0	449249,2	693234,0
1	947268,3	518514,3	757671,1
2	1057103,7	587779,5	822108,3
3	1166939,0	657044,6	886545,4
4	1276774,3	726309,7	950982,6
5	1386609,6	795574,9	1015419,7
6	1496445,0	864840,0	1079856,9
7	1606280,3	934105,1	1144294,0
8	1716115,6	1003370,3	1208731,2
9	1825951,0	1072635,4	1273168,3
10	1935786,3	1141900,6	1337605,5
11	2045621,6	1211165,7	1402042,6
12	2155457,0	1280430,8	1466479,7
13	2265292,3	1349696,0	1530916,9
14	2375127,6	1418961,1	1595354,0
15	2484962,9	1488226,2	1659791,2



Dijagram 1: Analiza investicijskih troškova i troškova pogona u periodu od 15 godina

Iz navedene analize pogonskih i investicijskih troškova može se zaključiti da će sustav niskotlačne ventilacije sa ventilokonvektorima za grijanje i hlađenje prostora biti optimalno rješenje.

Investicijski i pogonski troškovi centralne klimatizacije su najveći zato je i pripadajući pravac najstrmiji.

Troškovi pogona VRV sustava su manji od ventilokonvektora i niskotlačne ventilacije ali su troškovi investicije za VRV sustav veći pa bi period povrata investicije bio otprilike 22 godine kada bi se zeleni i crveni pravac presjekli.

5. Termodinamički proračun KGH sustava

5.1. Ventilacijski zahtjevi

Pri dimenzioniranju ventilacijskog sustava najprije se treba odrediti protok zraka koji se dovodi pojedinim prostorima zgrade. Protoci se mogu odrediti prema određenim preporukama i zahtjevima, a ovisno o tome kakvo se stanje zraka u prostoriji želi postići te želi li se dobavim zrakom samo održavati potrebnu kvalitetu zraka ili također treba pokriti određena toplinska opterećenja.

Potrebna količina zraka prema broju osoba koje borave u uredskim prostorima:

Tablica 10: Potrebna količina vanjskog zraka za prostore u kojima borave ljudi

Naziv prostorije	Broj osoba	Količina zraka po osobi [m ³ /h*osoba]	Ukupno [m ³ / h]
Tehnička priprema	1	50	50
Tehnološka priprema	1	50	50
Portirna	1	50	50
Kancelarija (9,19 m ²)	1	50	50
Kancelarija (13,19 m ²)	1	50	50
Proizvodno-razvojni prostor (63,52 m ²)	3	50	150
Proizvodno-razvojni prostor (45,23 m ²)	3	50	150
Ukupno :			550

Potrebna količina zraka za prostorije u kojima ljudi povremeno borave računa se prema broju izmjenjena zraka na sat (ACH) :

Tablica 11: Potrebna količina vanjskog zraka za prostore u kojima ljudi povremeno borave

Naziv prostorije	Volumen [m ³]	ACH [h ⁻¹]	Ukupno [m ³ / h]
Čajna kuhinja	15	5	75
Sanitarije muške	12,98	6	77,88
Sanitarije ženske	13,42	5	67,1
Hodnik (3,9 m ²)	10,72	3	32,16
Predprostor + stepenište	85,25	3	255,75
Galerija + stepenište	60,77	3	182,31
Ukupno :			690,2

Ukupna količina potrebnog vanjskog zraka za uredske prostore iznosi $550+690,2 = 1240 \text{ m}^3/\text{h}$.

Potrebna količina zraka za proizvodnu halu određuje se prema broju osoba koje rade u njoj:

$$V_0 = N * V_{o,p} [\text{m}^3/\text{h}]$$

V_0 – minimalan protok vanjskog zraka $[\text{m}^3/\text{h}]$

N – broj osoba u prostoriji

$V_{o,p}$ - minimalan protok vanjskog zraka po osobi $[\text{m}^3/(\text{h} * \text{osoba})]$

-potrebna količina vanjskog zraka za jednu osobu iznosi $60 [\text{m}^3/(\text{h} * \text{osoba})]$ pa je stoga ukupna potrebna količina vanjskog zraka za proizvodnu halu u kojoj radi 10 osoba jednaka:

$$V_0 = 600 [\text{m}^3/\text{h}]$$

-odabrana potrebna količina vanjskog zraka za proizvodnu halu biti će $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ te će se taj podatak koristiti u daljnjem proračunu

5.2. Termodinamički proračun sustava ventilacije za uredske prostore

- priprema zraka za ventilaciju **ZIMA**

Ulazni podaci:

$\vartheta_v = -14,9^\circ \text{C}$ – vanjska projektna temperatura zimi

$\varphi_v = 86\%$ - projektna relativna vlažnost zraka zimi

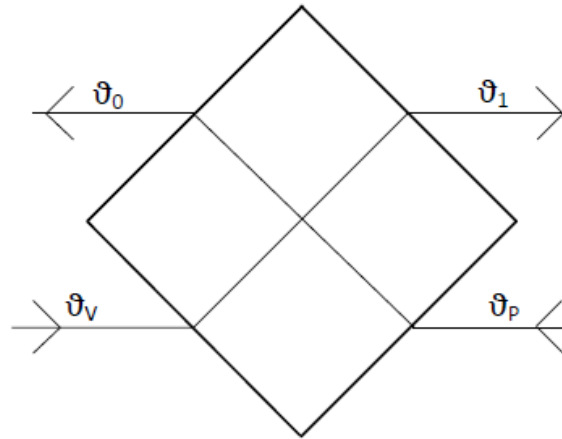
$x_v = 0,88 \text{ g/kg}$

-odabrana temperatura ubacivanja zraka u prostoriju $\vartheta_u = 18^\circ \text{C}$

$\vartheta_p = 20^\circ \text{C}$ – temperatura zraka u prostoriji

$\eta_R = 0,7$ – učinkovitost pločastog izmjenjivača topline

$x_p = 9,3 \text{ kg/kg}$



Slika 4: Princip rada pločastog izmjenjivača topline

Stanje zraka iza pločastog rekuperatora određuje se pomoću stupnja učinkovitosti pločastog izmjenjivača :

$$\eta_R = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_v}{\vartheta_p - \vartheta_v} = \frac{\vartheta_p - \vartheta_0}{\vartheta_p - \vartheta_v} = 0,7$$

ϑ_v – temperatura vanjskog zraka na ulazu u izmjenjivač topline $^{\circ}C$

ϑ_1 – temperatura vanjskog zraka na izlazu iz izmjenjivača topline $^{\circ}C$

ϑ_p – temperatura istrošenog zraka na ulazu u izmjenjivač (temperatura prostorije) $^{\circ}C$

ϑ_0 - temperatura istrošenog zraka na izlasku iz izmjenjivača $^{\circ}C$

$$\vartheta_1 = \vartheta_v + \eta_R * (\vartheta_p - \vartheta_v) = 9,53^{\circ}C$$

$$\vartheta_0 = \vartheta_p + \eta_R * (\vartheta_p - \vartheta_v) = -4,43^{\circ}C$$

Budući da je temperatura istrošenog zraka na izlasku iz izmjenjivača manja od $0^{\circ}C$ može doći do stvaranja leda na površini izmjenjivača topline. Stvaranje leda može značajno smanjiti učinkovitost izmjenjivača topline pa i potpuno prekinuti protok zraka. Da bi se to spriječilo ugradit će se bypass (obilazni vod) u struju vanjskog zraka. Pomoću bypassa će se varirati količina vanjskog zraka kroz izmjenjivač ovisno o njegovoj temperaturi.

$\vartheta_0 = 2^{\circ}C$ – pretpostavka temperature istrošenog zraka na izlasku iz izmjenjivača (regulacija bypassom)

Uz temperaturu istrošenog zraka na izlasku iz izmjenjivača $\vartheta_0 = 2^{\circ}C$ proračunata je nova vrijednost temperature vanjskog zraka nakon izmjenjivača te iznosi :

$$\vartheta_1 = \vartheta_v + \eta_R * (\vartheta_p - \vartheta_v) = 3,1 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Nakon prolaska kroz izmjenjivač topline vanjski zrak se pomoću grijača dogrijava na temperaturu ubacivanja koja iznosi $18 \text{ } ^\circ \text{C}$.

Proračun potrebne snage grijača:

$$q_v = 1240 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,34 \text{ m}^3/\text{s} \text{ - potreban protok vanjskog zraka za uredske prostore}$$

$$\vartheta_{sr} = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2} = 10,55 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\rho(\vartheta_{sr}) = 1,24 \text{ kg/m}^3$$

- stanje zraka prije grijača:

$$\vartheta_1 = 3 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$x_1 = 0,00088 \text{ kg/kg}$$

$$h_1 = 5,3 \text{ kJ/kg}$$

- stanje zraka nakon grijača.

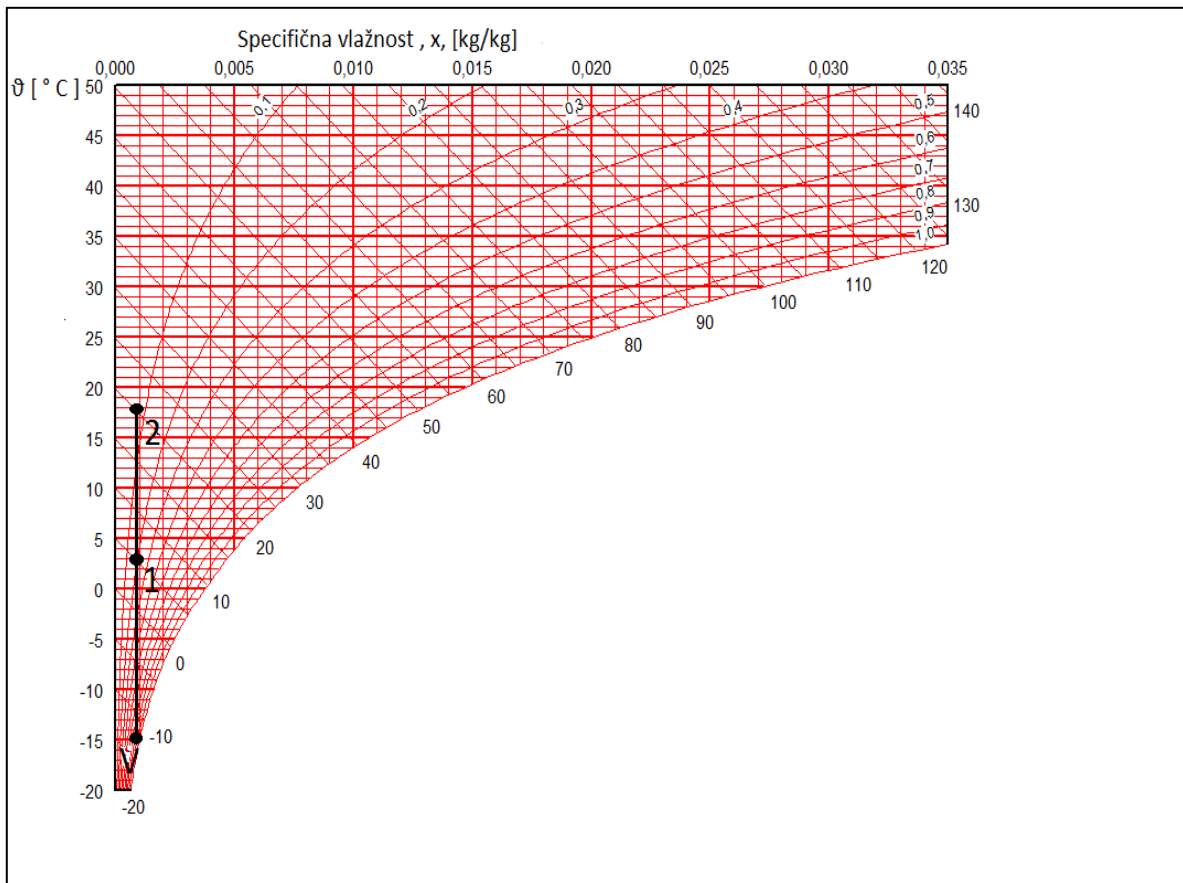
$$\vartheta_2 = 18 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$x_2 = 0,00088 \text{ kg/kg}$$

$$h_2 = 20,3 \text{ kJ/kg}$$

-potrebna snaga grijača:

$$\phi_G = q_v * \rho * (h_2 - h_1) * 1,05 = 5 \text{ kW}$$



Dijagram 2: Prikaz procesa pripreme zraka u h-x za uredske prostore-ZIMA

-proces pripreme zraka **LJETO**

Ulazni podaci:

- latentno toplinsko opterećenje od osoba i uređaja u uredskim prostorima $\phi_L = 770 \text{ W}$

$\vartheta_v = 29,3^\circ \text{C}$ – vanjska projektna temperatura ljeti

$\varphi_v = 41 \%$ - projektna relativna vlažnost zraka ljeti

$x_v = 0,01043 \text{ kg/kg}$

-odabrana temperatura ubacivanja zraka u prostoriju $\vartheta_u = 20^\circ \text{C}$

$\vartheta_p = 24^\circ \text{C}$ – temperatura zraka u prostoriji

$\eta_R = 0,7$ – učinkovitost pločastog izmjenjivača topline

$$\eta_R = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_v}{\vartheta_p - \vartheta_v} = \frac{\vartheta_p - \vartheta_0}{\vartheta_p - \vartheta_v} = 0,7$$

ϑ_v – temperatura vanjskog zraka na ulazu u izmjenjivač topline

ϑ_1 – temperatura vanjskog zraka na izlazu iz izmjenjivača topline

ϑ_p – temperatura istrošenog zraka na ulazu u izmjenjivač (temperatura prostorije)

ϑ_0 – temperatura istrošenog zraka na izlasku iz izmjenjivača

$$\vartheta_1 = \vartheta_v + \eta_R * (\vartheta_p - \vartheta_v) = 25,59 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\vartheta_0 = \vartheta_p + \eta_R * (\vartheta_p - \vartheta_v) = 27,71 \text{ } ^\circ \text{C}$$

Proračun potrebne snage hladnjaka:

$$q_v = 1240 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,34 \text{ m}^3/\text{s} \text{ - potreban protok vanjskog zraka za uredske prostore}$$

$$\vartheta_{sr} = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2} = 10,55 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$\rho(\vartheta_{sr}) = 1,20 \text{ kg/m}^3$$

$$r = 2500 \text{ kJ/kg}$$

-potreban sadržaj vlage ubacivanog zraka:

$$x_u = x_p - \Delta x$$

$$\Delta x = \frac{\phi_L}{q_v * \rho * r} = 0,0009833 \text{ kg/kg}$$

$$x_U = 0,0083167 \text{ kg/kg}$$

-odabrana učinkovitost hladnjaka $\eta_{HL} = 0,8$

$$\eta_{HL} = \frac{x_R - x_U}{x_R - x_S}$$

uz $x_R = x_v$ dobiva se:

$$x_S = 0,007783 \text{ kg/kg}$$

-pomoću x_S i x_v u h-x dijagramu se formira pravac te se za zadanu apsolutnu vlažnost zraka koji se ubacuje očitava njegova temperatura i entalpija:

$$\vartheta_2 = 15 \text{ } ^\circ \text{C}$$

$$h_2 = 36 \text{ kJ/kg}$$

- stanje zraka prije hladnjaka:

$$\vartheta_1 = 25,59 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$x_1 = 0,01043 \text{ kg / kg}$$

$$h_1 = 52,3 \text{ kJ/kg}$$

- stanje zraka nakon hladnjaka:

$$\vartheta_2 = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$x_2 = 0,007783 \text{ kg / kg}$$

$$h_2 = 36 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{HL} = q_v * \rho * (h_2 - h_1) * 1,05 = 5,4 \text{ kW}$$

- u obzir se mora uzeti i zagrijavanje zraka uslijed prolaska oko elektromotora ventilatora:

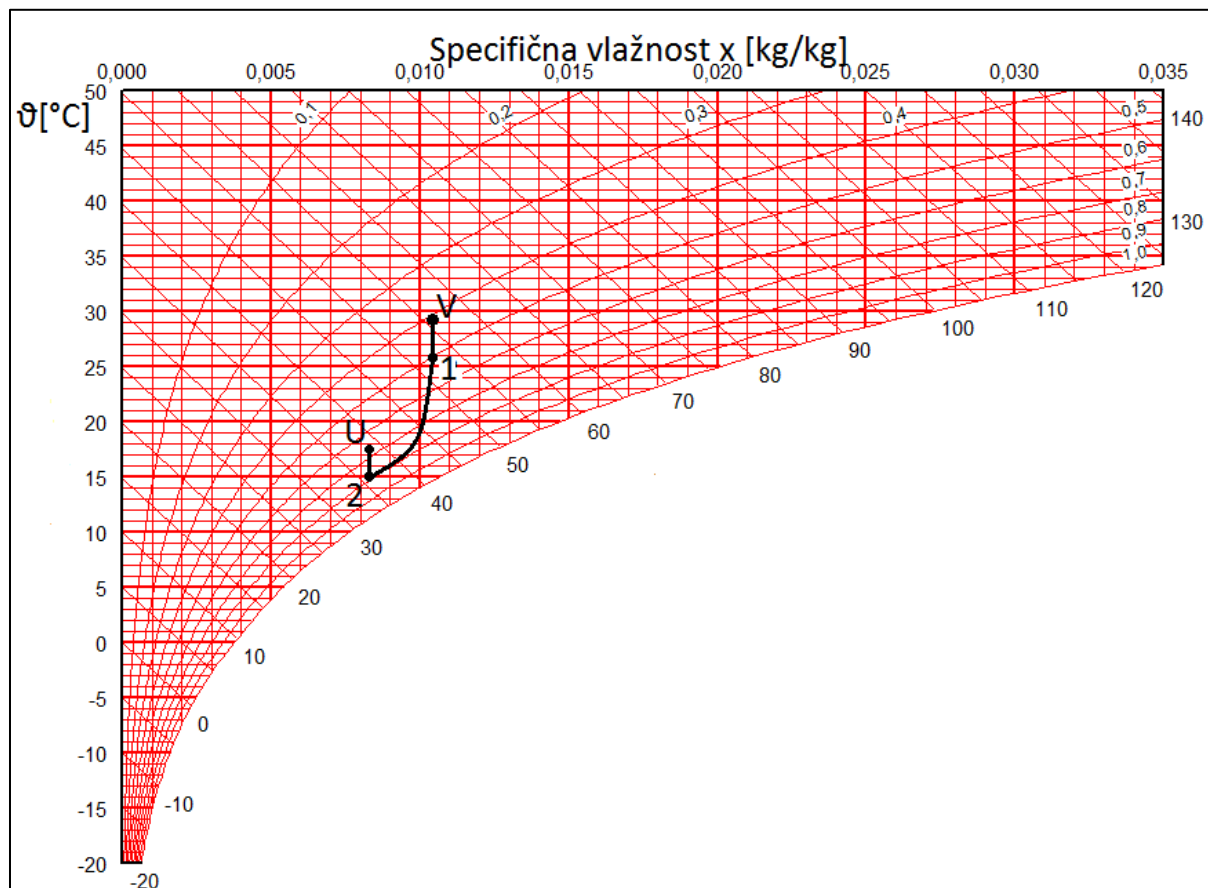
$P_v = 800 \text{ W}$ – snaga elektromotora ventilatora

$\eta_v = 0,8$ – stupanj iskorištenja elektromotora ventilatora

$$\phi_v = \frac{P_v}{\eta} = 1000 \text{ W}$$

$$\Delta\vartheta_v = \frac{\phi_v}{c_p * q_v * \rho} = 2,43 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

-iz toga proizlazi da je temperatura zraka nakon hlađenja i prolaska oko elektromotora ventilatora $\vartheta_u = 15 + 2,43 = 17,43 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Budući da je odabrana vrijednost temperature zraka koji se ubacuje u prostor $18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ dogrijač nije potreban.



Dijagram 3: Prikaz procesa pripreme zraka u h-x za uredske prostore-LJETO

5.3. Termodinamički proračun sustava ventilacije za proizvodnu halu

- priprema zraka za ventilaciju **ZIMA**

Ulazni podaci:

$\vartheta_v = -14,9^{\circ}C$ – vanjska projektna temperatura zimi

$\varphi_v = 86\%$ – projektna relativna vlažnost zraka zimi

$x_v = 0,88\text{ g/kg}$

-odabrana temperatura ubacivanja zraka u prostoriju $\vartheta_u = 18^{\circ}C$

$\vartheta_p = 18^{\circ}C$ – temperatura zraka u prostoriji

$\eta_R = 0,7$ – učinkovitost pločastog izmjenjivača topline

Proračunate vrijednosti temperatura na pločastom izmjenjivaču topline:

$$\vartheta_1 = \vartheta_v + \eta_R * (\vartheta_p - \vartheta_v) = 8,13^{\circ}C$$

$$\vartheta_0 = \vartheta_p + \eta_R * (\vartheta_p - \vartheta_v) = -5,03^{\circ}C$$

Budući da je temperatura zraka na izlasku iz izmjenjivača manja od 0°C može doći do stvaranja leda na površini izmjenjivača topline. Stvaranje leda može značajno smanjiti učinkovitost izmjenjivača topline pa i potpuno prekinuti protok zraka. Da bi se to spriječilo ugradit će se bypass (obilazni vod) u struju vanjskog zraka. Pomoću bypassa će se varirati količina vanjskog zraka kroz izmjenjivač ovisno o njegovoj temperaturi.

$\vartheta_0 = 2^{\circ}\text{C}$ – pretpostavka temperature istrošenog zraka na izlasku iz izmjenjivača (regulacija bypassom)

Uz temperaturu istrošenog zraka na izlasku iz izmjenjivača $\vartheta_0 = 2^{\circ}\text{C}$ proračunata je nova vrijednost temperature vanjskog zraka nakon izmjenjivača te iznosi :

$$\vartheta_1 = \vartheta_v + \eta_R * (\vartheta_p - \vartheta_v) = 1,1^{\circ}\text{C}$$

Nakon prolaska kroz izmjenjivač topline vanjski zrak se pomoću grijača dogrijava na temperaturu ubacivanja koja iznosi 18°C .

Proračun potrebne snage grijača:

$$q_v = 1000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} = 0,277 \text{ m}^3/\text{s} - \text{potreban protok vanjskog zraka za uredske prostore}$$

$$\vartheta_{sr} = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2} = 9,55^{\circ}\text{C}$$

$$\rho(\vartheta_{sr}) = 1,24 \text{ kg/m}^3$$

- stanje zraka prije grijača:

$$\vartheta_1 = 1,1^{\circ}\text{C}$$

$$x_1 = 0,00088 \text{ kg/kg}$$

$$h_1 = 3,3 \text{ kJ/kg}$$

- stanje zraka nakon grijača:

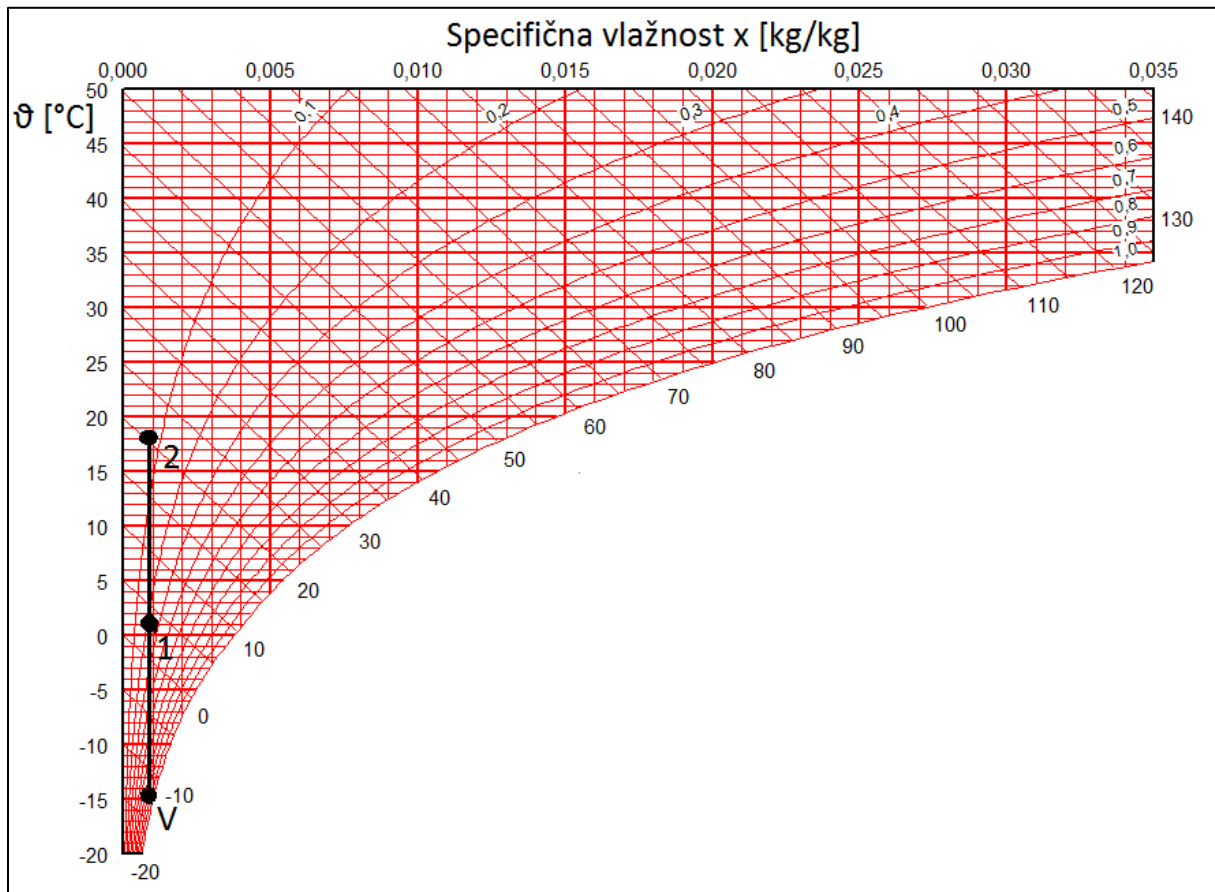
$$\vartheta_2 = 18^{\circ}\text{C}$$

$$x_2 = 0,00088 \text{ kg/kg}$$

$$h_2 = 20,3 \text{ kJ/kg}$$

-potrebna snaga grijača:

$$\phi_G = q_v * \rho * (h_2 - h_1) * 1,05 = 3,7 \text{ kW}$$



Dijagram 4: Prikaz procesa pripreme zraka u h-x za proizvodnu halu-ZIMA

-proces pripreme zraka **LJETO**

Ulazni podaci:

- latentno toplinsko opterećenje od osoba i uređaja u uredskim prostorima $\phi_L = 1400 \text{ W}$

$\vartheta_v = 29,3^\circ \text{C}$ – vanjska projektna temperatura ljeti

$\varphi_v = 41\%$ - projektna relativna vlažnost zraka ljeti

$x_v = 0,01043 \text{ kg/kg}$

-odabrana temperatura ubacivanja zraka u prostoriju $\vartheta_u = 20^\circ \text{C}$

$\vartheta_p = 26^\circ \text{C}$ – temperatura zraka u prostoriji

$x_p = 0,01049 \text{ kg/kg}$ – apsolutna vlažnost zraka u prostoriji

$\eta_R = 0,7$ – učinkovitost pločastog izmjenjivača topline

Proračunate vrijednosti temperatura na pločastom izmjenjivaču topline:

$$\vartheta_1 = \vartheta_v + \eta_R * (\vartheta_p - \vartheta_v) = 27^{\circ} C$$

$$\vartheta_0 = \vartheta_p + \eta_R * (\vartheta_p - \vartheta_v) = 28,31^{\circ} C$$

Proračun potrebne snage grijača:

$$q_v = 1000 \frac{m^3}{h} = 0,27 m^3/s - \text{potreban protok vanjskog zraka za proizvodnu halu}$$

$$\vartheta_{sr} = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2} = 19,5^{\circ} C$$

$$\rho(\vartheta_{sr}) = 1,20 \text{ kg/m}^3$$

$$r = 2500 \text{ kJ/kg}$$

-potreban sadržaj vlage ubacivanog zraka:

$$x_u = x_p - \Delta x$$

$$\Delta x = \frac{\phi_L}{q_v * \rho * r} = 0,001728 \text{ kg/kg}$$

$$x_U = 0,008762 \text{ kg/kg}$$

-odabrana učinkovitost hladnjaka $\eta_{HL} = 0,8$

$$\eta_{HL} = \frac{x_R - x_U}{x_R - x_S}$$

uz $x_R = x_v$ dobiva se:

$$x_S = 0,008345 \text{ kg/kg}$$

-pomoću x_s i x_v u h-x dijagramu se formira pravac te se za zadanu apsolutnu vlažnost zraka koji se ubacuje iščita njegova temperatura i entalpija:

$$\vartheta_2 = 16^{\circ} C$$

$$h_2 = 38 \text{ kJ/kg}$$

- stanje zraka prije hladnjaka:

$$\vartheta_1 = 27^{\circ} C$$

$$x_1 = 0,01043 \text{ kg/kg}$$

$$h_1 = 53,7 \text{ kJ/kg}$$

- stanje zraka nakon hladnjaka:

$$\vartheta_2 = 16^{\circ} C$$

$$x_2 = 0,008762 \text{ kg/kg}$$

$$h_2 = 38 \text{ kJ/kg}$$

$$\phi_{HL} = q_v * \rho * (h_2 - h_1) * 1,05 = 5 \text{ kW}$$

- u obzir se mora uzeti i zagrijavanje zraka uslijed prolaska oko elektromotora ventilatora:

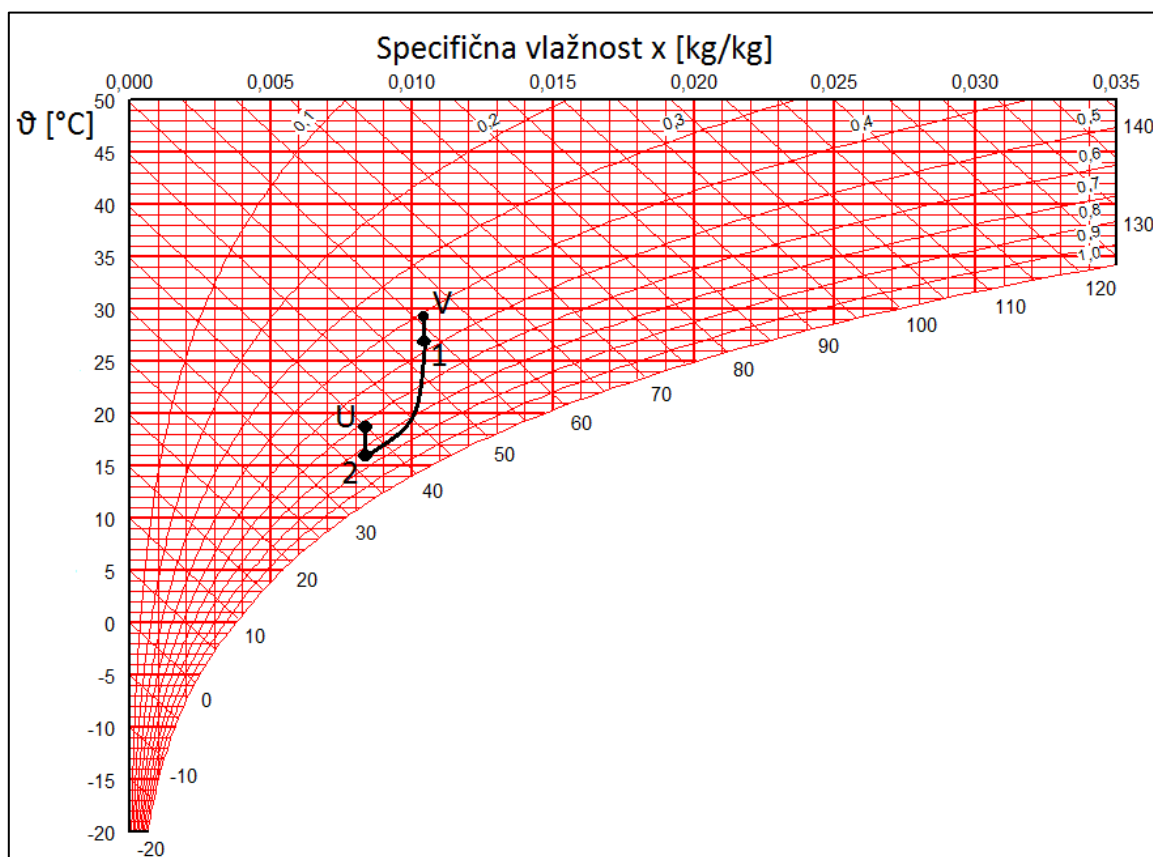
$P_v = 600 \text{ W}$ – snaga elektromotora ventilatora

$\eta_v = 0,8$ – stupanj iskorištenja elektromotora ventilatora

$$\phi_v = \frac{P_v}{\eta} = 800 \text{ W}$$

$$\Delta\vartheta_v = \frac{\phi_v}{c_p * q_v * \rho} = 2,45^\circ \text{ C}$$

-iz toga proizlazi da je temperatura zraka nakon hlađenja i prolaska oko elektromotora ventilatora $\vartheta_u = 16 + 2,45 = 18,45^\circ \text{ C}$. Budući da je odabrana vrijednost temperature zraka koji se ubacuje u prostor 20° C dogrijač nije potreban.



Dijagram 5: Prikaz procesa pripreme zraka u h-x za proizvodnu halu-LJETO

6. Hidraulički proračun cjevovoda

6.1. Proračun dimenzija cjevovoda

Za izradu cjevovoda odabrane su bakrene cijevi. Dimenzije pojedinih cijevi odabrane su tako da brzina vode u cijevima ne prelazi maksimalne preporučene vrijednosti niti u jednoj dionici. U dolje navedenoj tablici ispisane su preporučene brzine strujanja vode za pojedinu bakrenu cijev:

Tablica 12: Preporučene brzine strujanja vode u cijevima

Nazivna veličina	Brzina strujanja vode [m/s]	
	Minimalna	Maksimalna
< DN 15	0,01-0,013	0,3
DN 15	0,013	0,35
DN 20	0,015	0,65
DN 25	0,018	0,8
DN 32	0,02	1
DN 40	0,03	2,5
DN 50	0,04	1,5
> DN 50	0,05-0,06	1,5

Brzina strujanja vode u cijevima određuje se prema slijedećoj jednadžbi:

$$q_m = \frac{\dot{Q}}{c_p * (\vartheta_{pov} - \vartheta_{pol})} \text{ [kg/s]}$$

$$q_m = w * A * \rho \text{ [kg/s]}$$

$$w = \frac{q_m}{A * \rho} \text{ [m/s]}$$

gdje je:

q_m – maseni protok vode [kg/s]

\dot{Q} - toplinski tok koji se predaje u prostor putem rashladnog tijela

c_p – specifični toplinski kapacitet vode [J/kgK]

A – površina unutrašnjeg presjeka bakrene cijevi [m²]

ρ – gustoća vode [kg/m³]

Cjevovodi ventilokonvektorskog kruga:

Budući da u istim cjevovodima ventilokonvektorskog kruga struji topla voda ($50/40^{\circ}\text{C}$) za grijanje prostora u zimi te hladna voda ($10/15^{\circ}\text{C}$) za hlađenje prostora u ljeti proračun cjevovoda je izvršen u režimu hlađenja zbog manje temperaturne razlike polaza i povrata hladne vode te posljedično većih protoka i brzina strujanja hladne vode u cijevima.

U tablici 13 prikazane su proračunate dimenzije cijevi koje spajaju rashladna / ogrijevna tijela sa glavnim granama cjevovoda u uredima i proizvodnoj hali.

Tablica 13: Dimenzije spojnih cjevovoda za urede i proizvodnu halu

Rashladni učin Φ [W]	Vanjski promjer [mm]	Debljina stijeke [mm]	Brzina [m/s]
7128	28	1,5	0,69
1700	22	1	0,25
1470	22	1	0,22
980	18	1	0,23
490	15	1	0,17

U tablici 14 prikazane su proračunate dimenzije cijevi glavnih dionica rashladnog / ogrijevnog kruga ventilokonvektora za grijanje odnosno hlađenje uredskih prostora.

Tablica 14: Dimenzije glavnih cjevovoda za urede

Dionica	Rashladni učin Φ [W]	Vanjski promjer [mm]	Debljina stijeke [mm]	Brzina [m/s]
1	15420	54	2	0,34
2	9800	42	1,5	0,39
3	6370	28	1,5	0,61
4	5880	28	1,5	0,57
5	4410	28	1,5	0,42
6	3430	22	1	0,51
7	1960	22	1	0,29
8	3430	22	1	0,51
9	1470	22	1	0,22
10	1960	22	1	0,29
11	5620	28	1,5	0,54
12	2940	22	1	0,44
13	2680	22	1	0,4

U tablici 15 su prikazane proračunate dimenzije cijevi glavnih dionica rashladnog / ogrijevnog kruga ventilokonvektora za grijanje odnosno hlađenje proizvodne hale.

Tablica 15: Dimenzije glavnih cjevovoda u proizvodnoj hali

Dionica	Rashladni učin Φ [W]	Vanjski promjer [mm]	Debljina stijeke [mm]	Brzina [m/s]
1	42768	54	2	1,01
2	21384	42	1,5	0,85
3	14256	35	1,5	0,84
4	7128	28	1,5	0,69

Cjevovod kruga izmjenjivača topline u klima jedinicama:

Cjevovodi kruga razdjeljivač grijanja-grijač klima jedinice:

Tablica 16: Dimenzije cjevovoda od razdjeljivača grijanja do grijača u klima jedinici

Dionica	Ogrijevni učin Φ [W]	Vanjski promjer [mm]	Debljina stijeke [mm]	Brzina [m/s]
1	8700	28	1,5	0,42
2	5000	22	1	0,37
3	3700	22	1	0,28

Cjevovodi kruga razdjeljivač hlađenja- hladnjak klima jedinice:

Tablica 17: Dimenzije cjevovoda od razdjeljivača hlađenja do hladnjaka u klima jedinici

Dionica	Rashladni učin Φ [W]	Vanjski promjer [mm]	Debljina stijeke [mm]	Brzina [m/s]
1	10400	35	1,5	0,42
2	5400	22	1	0,52
3	5000	22	1	0,48

Cjevovod kruga grijanja:

- od kotla do hidrauličke skretnice:

Tablica 18: Dimenzije cjevovoda od kotla do hidrauličke skretnice

Dionica	Ogrijevni učin Φ [W]	Vanjski promjer [mm]	Debljina stijeke [mm]	Brzina [m/s]
1	89820	54	2	1,08

- od hidrauličke skretnice do razdjelnika tople vode:

Tablica 19: Dimenzije cjevovoda od hidrauličke skretnice do razdjelnika tople vode

Dionica	Ogrijevni učin Φ [W]	Vanjski promjer [mm]	Debljina stijeke [mm]	Brzina [m/s]
1	89820	54	2	1,08

Cjevovod kruga hlađenja:

Brzina strujanja hladne vode u krugu rashladnika i razdjelnika kod maksimalnog rashladnog opterećenja premašuje vrijednost od 1,5 m/s za standardnu dimenziju bakrene cijevi od 50 x 4 mm ($w = 1,64$ m/s) pa je stoga odabrana čelična bešavna cijev.

- od hladnjaka glikolne smjese do izmjenjivača topline:

Tablica 20: Dimenzioniranje cjevovoda od rashladnika vode do izmjenjivača topline

Dionica	Rashladni učin Φ [W]	Vanjski promjer [mm]	Debljina stijeke [mm]	Brzina [m/s]
1	67820	60,3	2,9	1,38

- od izmjenjivača topline do razdjelnika hladne vode

Tablica 21: Dimenzije cjevovoda od izmjenjivača topline do razdjelnika hlađenja

Dionica	Rashladni učin Φ [W]	Vanjski promjer [mm]	Debljina stijeke [mm]	Brzina [m/s]
1	67820	60,3	2,9	1,38

6.2. Proračun pada tlaka kritičnih dionica cjevovoda

Ukupni pad tlaka u cjevovodu jednak je zbroju linijskih i lokalnih padova tlaka u cjevovodu.

- linijski pad tlaka – pad tlaka uslijed trenja koji se javlja zbog površinske hrapavosti cijevi:

$$\Delta p_{tr} = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho w^2}{2} [Pa]$$

- lokalni pad tlaka – javlja se u elementima sustava gdje struja fluida mjenja smjer poput kotlova, lukova, ventila, koljena:

$$\Delta p_{tr} = \zeta \frac{\rho w^2}{2} [Pa]$$

6.2.1. Pad tlaka u sustavu tople vode:

- a) Pad tlaka kritične dionice u ventilokonvektorskom krugu

Tablica 22: Pad tlaka kritične dionice u ventilokonvektorskom krugu

DIONICA	Q [W]	q _m [kg/s]	Cijev [mm]	w [m/s]	l [m]	R [Pa/m]	R*I [Pa]	Σ ζ [-]	Z [Pa]	R*I+Z [Pa]
1	89820	2,14	CuΦ54x1	1,1	4	180	720	3,75	6412	7132
2	81120	1,93	CuΦ54x2	1	4	90	360	10,8	2083	2442
3	59040	1,41	CuΦ54x2	0,7	4	60	240	4,3	2771	3011
4	29940	0,71	CuΦ42x1,5	0,6	41	50	2051	1,3	232	2283
5	19960	0,48	CuΦ35x1,5	0,6	28	75	2100	1,3	227	2327
6	9980	0,24	CuΦ28x1,5	0,5	18,8	80	1504	4,3	504	7808
SUMA										25004

- b) Pad tlaka od kotla do hidrauličke sketnice

Tablica 23: Pad tlaka kritične dionice od kotla do hidrauličke sketnice

DIONICA	Q [W]	q _m [kg/s]	Cijev [mm]	w [m/s]	l [m]	R [Pa/m]	R*I [Pa]	Σ ζ [-]	Z [Pa]	R*I+Z [Pa]
1	89820	2,17	CuΦ54x2	1,1	4	180	720	3,8	2292	3011
SUMA										3011

c) Pad tlaka u krugu grijača klima jedinice

Tablica 24: Pad tlaka kritične dionice u kugu grijača klima jedinice

DIONICA	Q [W]	q _m [kg/s]	Cijev [mm]	w [m/s]	l [m]	R [Pa/m]	R*I [Pa]	Σ ζ [-]	Z [Pa]	R*I+Z [Pa]
1	89820	2,14	CuΦ54x2	1,1	4	170	680	4	2078	2758
2	8700	0,21	CuΦ28x1,5	0,4	7,5	180	1350	12	1070	2420
3	5000	0,12	CuΦ22x1	0,4	20	70	1400	5	359	1759
SUMA										6937

6.2.2. Pad tlaka u sustavu hladne vode:

a) Pad tlaka kritične dionice u ventilokonvektorskom krugu

Tablica 25: Pad tlaka kritične dionice ventilokonvektorskog kruga

DIONICA	Q [W]	q _m [kg/s]	Cijev [mm]	w [m/s]	l [m]	R [Pa/m]	R*I [Pa]	Σ ζ [-]	Z [Pa]	R*I+Z [Pa]
1	67820	3,23	Č Φ60,3x2,9	1,3	4,4	170	745	3	8419	9164
2	57420	2,73	CuΦ54x2	1,4	2	300	600	11	4174	4774
3	42000	2	CuΦ54x2	1	6	180	1080	4	5608	6688
4	21384	1,02	CuΦ42x1,5	0,9	32	110	3520	1	473	3993
5	14256	0,68	CuΦ35x1,5	0,9	17	200	3440	1	464	3904
6	7128	0,34	CuΦ28x1,5	0,7	19	320	6016	4	1029	12845
SUMA										41367

b) Pad tlaka od rashladnika do izmjenjivača topline

Tablica 26: Pad tlaka kritične dionice od rashladnika do izmjenjivača topline

DIONICA	Q [W]	q _m [kg/s]	Cijev [mm]	w [m/s]	l [m]	R [Pa/m]	R*I [Pa]	Σ ζ [-]	Z [Pa]	R*I+Z [Pa]
1	67820	3,23	Č Φ60,3x2,9	1,3	2,5	170	418	1	780	1198
SUMA										1198

c) Pad tlaka u krugu hladnjaka klima jedinice

Tablica 27: Pad tlaka kritične dionice u krugu hladnjaka klima jedinice

DIONICA	Q [W]	q _m [kg/s]	Cijev [mm]	w [m/s]	l [m]	R [Pa/m]	R*I [Pa]	Σ ζ [-]	Z [Pa]	R*I+Z [Pa]
1	67820	3,23	Č Φ60,3x2,9	1,3	4	170	680	3	2339	3019
2	10400	0,5	CuΦ35x1,5	0,6	7,5	150	1125	12	2277	3402
3	5400	0,26	CuΦ28x1,5	0,5	20	120	2400	5	687	3087
SUMA									9508	

7. Proračun pada tlaka u ventilacijskim kanalima

Ukupni pad tlaka u sustavu jednak je zbroju gubitaka trenja i lokalnih gubitaka.

Gubici trenja javljaju se uslijed hrapavosti unutrašnje površine kanala:

$$\Delta p_F = \lambda \frac{L}{d} \frac{\rho * w^2}{2} \quad [Pa]$$

Lokalni gubici javljaju se u dijelovima sustava poput komponenata klima jedinice, ulaznih i izlaznih otvora, zaklopki, koljena:

$$\Delta p_L = \zeta \frac{\rho * w^2}{2} \quad [Pa]$$

7.1. Proračun pada tlaka u kanalima sustava ventilacije proizvodne hale:

Tlačna ventilacija:

Tablica 28: Proračun pada tlaka – tlačni kanal – proizvodna hala

Dionica	Protok m ³ /h	L m	a mm	b mm	d _{ekv} mm	v m/s	R Pa/m	Σ ζ -	R*I Pa	Z Pa	Ukupno Pa
1	1000	4,5	300	200	420	4,63	2,7	2,12	12,15	27,9	40,0
2	800	6,25	250	200	204	4,44	2,4	0,6	15	7,2	22,2
3	600	6,25	200	200	189	4,17	2,1	0,73	13,125	7,7	20,9
4	400	6,25	175	200	164	3,17	2	0,88	12,5	5,4	17,9
5	200	7,75	100	175	133	3,17	1,1	1,21	8,525	7,4	16,0
Suma											117,282

Odsisna ventilacija:

Tablica 29: Proračun pada tlaka – odsisni kanal – proizvodni prostor

Dionica	Protok m ³ /h	L m	a mm	b mm	d _{ekv} mm	v m/s	R Pa/m	Σ ζ -	R*I Pa	Z Pa	Ukupno Pa
1	250	6,26	200	200	219	1,74	1,8	0,23	11,268	0,42	11,6
2	500	6,31	200	200	219	3,47	1,1	0,43	6,941	3,1	10,1
3	750	6,32	200	200	219	5,21	1,8	0,89	11,376	14,8	26,2
4	1000	10	200	200	219	6,94	2,3	0,91	23	26,9	49,9
Suma											98,0

7.2. Proračun pada tlaka u kanalima u sustavu ventilacije uredskih prostora:

Tlačna ventilacija:

Tablica 30: Proračun pada tlaka – tlačni kanal – uredski prostor

Dionica	Protok m ³ /h	L m	a mm	b mm	d _{ekv} mm	v m/s	R Pa/m	$\Sigma \zeta$ -	R*I Pa	Z Pa	Ukupno Pa
1	1284	3	300	200	420	5,94	1,8	1	5,4	28,6	34
2	802	3	200	150	219	7,43	3,1	1	9,3	21,7	31
3	752	1,1	200	150	219	6,96	2,8	0	3,08	2,9	6
4	702	2,75	200	150	219	6,5	2,3	0	6,33	3,1	9,4
5	652	2,66	200	150	219	6,04	2,1	0	5,59	3,1	8,7
6	207	2,88	100	100	109	5,75	1,8	2	5,18	40,6	45,8
7	157	4,13	100	100	109	4,36	2,5	0	10,3	3,3	13,7
8	50	4,92	100	100	109	1,39	0,6	1	2,95	1,1	4
Suma											153

Odsisna ventilacija:

Tablica 31: Proračun pada tlaka – odsisni kanal – uredski prostor

Dionica	Protok m ³ /h	L m	a mm	b mm	d _{ekv} mm	v m/s	R Pa/m	$\Sigma \zeta$ -	R*I Pa	Z Pa	Ukupno Pa
1	50	1,98	150	100	109	0,93	0,2	1	0,4	0,62	1
2	100	5,21	150	100	109	1,85	0,6	2	3,13	4,8	7,9
3	355	3,65	150	100	109	6,57	2,5	2	9,13	53,1	62,2
4	405	0,66	150	100	109	7,5	2,8	0	1,85	13,4	15,3
5	455	2,1	150	100	109	8,43	3,1	0	6,51	14,4	20,9
6	505	4	150	100	109	9,35	4,5	0	18	20,9	38,9
7	987	4,5	200	200	219	6,85	2,2	1	9,9	15,02	24,9
Suma											171,4

8. Odabir opreme

8.1. Odabir klima jedinice

Klima jedinica je odabrana pomoću programa *Acon* firme *Flaktwoods*.

Tip:	eQ
Veličina:	005
Instalacija:	vanjska za horizontalnu ugradnju
Materijal:	pocinčani čelični lim
Toplinska izolacija:	T3
Protok dobavnog zraka:	1000 m ³ /h

DOBAVNI ZRAK

Završni priključni ormar

Veličina jedinice	005
Varijanta	sa pocinčanom čeličnom zaklopkom
Priključak	priključak (PG)
Izolirane lopatice	bez
Lokacija	ulaz
Pad tlaka	2 Pa

Filter

Veličina jedinice	5
Klasa filtera	F7
Tip filtera	staklena vlakna
Dužina filtera	duga vrećica
Okvir filtera	plastika
Lokacija	podtlak
Pad tlaka	80 Pa

Pločasti izmjenjivač topline

Smjer strujanja odsisnog zraka	prema dolje
Materijal lamela	aluminij

Konstrukcija	odleđivanje sekcija po sekcija
Odvajač kapljica	bez
Materijal lamela	pocinčani čelični lim
Ulazna temperatura zraka	-14,9/5,1 [° C]
Izlazna temperaura zraka	8,7/11,8 [° C]
Stupanj djelovanja	71.6/65.8 [° C]
Regulacija zaštite od zaleđivanja	
Temperaturni stupanj djelovanja	60,8
Smanjenje učina	6,52 kW
Granična temperatura aktivacije zaštite od smrzavanja	-7 [° C]
<i>Dobavni zrak</i>	
Pad tlaka	52 Pa
Temperatura zraka	14,9/5,1 [° C]
Relativna vlažnost	86/16,3 %
<i>Odsisni zrak</i>	
Pad tlaka	44 Pa
Temperatura zraka	18/7.9 [° C]
Relativna vlažnost	80/98.4 %
<i>Hladnjak</i>	
Nominalna dimenzija cijevi	25
Volumen	2,4 l
Pad tlaka	23 Pa
Izlazna snaga	5 kW
Temperatura zraka	28/16.7[° C]
Relativna vlažnost zraka	41.3/83.9%
Brzina po poprečnom presjeku	1,7 m/s
Temperatura vode	10/15 [° C]
Protok vode	0,23 l/s
Brzina vode	0,8 m/s
Pad tlaka vode	8,9 Pa

Prazna jedinica

Veličina	005
Duljina	015

Grijač

Nominalna dimenzija cijevi	25
Volumen	2 l
Pad tlaka	26 Pa
Izlazna snaga	5 kW
Temperatura zraka	1,1/16,4 [° C]
Relativna vlažnost zraka	1,7 %
Brzina po poprečnom presjeku	1,7 m/s
Temperatura vode	50/40 [° C]
Protok vode	0,12 l/s
Brzina vode	0,5 m/s
Pad tlaka vode	2,5 Pa

Plemun ventilator Centriflow Plus

Brzina	2192 Rpm
Stupanj djelovanja ventilatora	67,9 %
Ukupni stupanj djelovanja	51 %
Povišenje tlaka	324 Pa
Osovinska snaga ventilatora	0,132 kW
Mrežna snaga	0,176 kW
Povećanje temperature	0,5° C
Namjenjeno za frekventni prekidač, stupanj djelovanja	97%
SFP izračun	
Mrežna snaga prema SFP	0,136 kW
Povišenje tlaka	262 Pa
Brzina	1998 Rpm
Jednobrzinski motor	
Stupanj djelovanja	77,4%

Brzina	2848 Rpm
Snaga motora	0,75 kW
Jakost struje	1,9 A
Broj polova	2
Radna frekvencija kod kontrole frekvencije	38,5 Hz
Maksimalna frekvencija kod frekventne regulacije	67,2 Hz
Maksimalna brzina kod frekventne regulacije	3828 Rpm
Izlazne granične vrijednosti, minimum	10%

Prigušivač buke

Veličina jedinice	005
Duljina	5000 mm
Konstrukcija	neizmjenjiva pregrada
Materijal	pocinčani čelični lim
Pad tlaka	4 Pa

Prazna jedinica

Veličina jedinice	005
Duljina	020

Završni priključni okvir

Veličina	005
Varijanta	bez zaklopke
Priključak	bez zaklopke
Izolirane lopatice	bez

ODSISNI ZRAK

Završni priključni oramr

Veličina jedinice	005
Varijanta	pocinčanom čeličnom zaklopkom
Priključak	priključak (PG)
Izolirane lopatice	bez
Lokacija	ulaz

Pad tlaka	2 Pa
Filter	
Veličina jedinice	5
Klasa filtera	F7
Tip filtera	staklena vlakna
Dužina filtera	duga vrećica
Okvir filtera	plastika
Lokacija	podtlak
Pad tlaka	

8.2. Odabir pločastog izmjenjivača topline

Pomoću računalnog programa „GEA flat plate select“ odabran je pločasti izmjenjivač topline u režimu glikolna smjesa 7/12 °C, hladna voda 10/15 °C i učina 70 kW.

Pločasti izmjenjivač topline:	GEA: FG10X20-70
Toplinski učin:	79,5 kW
Srednja logaritamska temperaturna razlika:	3 °C
Ukupni koeficijent prolaza topline:	3405 W/m ² K
Dimenzije:	281x543x196
Nominalna površina:	8,3 m ²
Težina:	48,1 kg

Tablica 32: Odabir izmjenjivača topline

Projektni uvjeti	Strana A-kapljevina	Strana A-kapljevina
Vrsta fluida	voda	glikolna smjesa
Koncentracija glikola [%]	-	30
Maseni protok [kg/min]	228	264
Ulazna temperatura vode [°C]	15	7
Izlazna temperatura vode [°C]	10	12
Protočna količina vode [L/min]	228	251,5
Broj kanala	34	35

Brzina strujanja [m/s]	0,3	0,3
Pad tlaka [Pa]	26,1	34,3
Volumen izmjenjivača [L]	9,9	10,19

8.3. Odabir kombiniranog razdjelnika/sabirnika tople vode:

Proizvođač: MARING

Tip: HV 100

Maksimalni protok vode: 12 m³/h

Priključak polaznog i povratnog voda: DN 50

8.4. Odabir kombiniranog razdjelnika/sabirnika hladne vode

Proizvođač: MARING

Tip: HV 100 sa izolacijom za sprječavanje kondenzacije

Maksimalni protok vode: 12 m³/h

Priključak polaznog i povratnog voda: bešavna čelična cijev DN 50

8.5. Odabir cirkulacijskih pumpi

a) Pumpe tople vode

Pumpa u krugu generatora topline

$q_v = 7,7 \text{ m}^3/\text{h}$

$\Delta p_{\text{kotla}} = 32 \text{ kPa}$

$\Delta p_{\text{hid.skretnice}} = 12,2$

$\Delta p_{\text{ventila}} = 1 \text{ kPa}$

$\Delta p_{\text{cjevovoda}} = 3,011 \text{ kPa}$

$\Delta p_{\text{pukupno}} = 48,211 \text{ kPa}$

Pomoću računalnog programa Grundfos Webcaps odabrana je cirkulacijska pumpa MAGNA1 50-60

- maksimalna visina dizanja: 6 m
- maksimalni radni tlak: 10 bar
- maksimalna temperatura tekućine: 110 °C
- cijevni priključak: DN 50
- električni priključak: 230 V / 50 Hz

Pumpa u krugu grijača klima jedinice

$$q_v = 0,74 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p_{\text{izmjenjivača}} = 1,4 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{ventila}} = 2 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{cjevovoda}} = 6,93 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{ukupno}} = 10,33 \text{ kPa}$$

Pomoću računalnog programa Grundfos Webcaps odabrana je cirkulacijska pumpa ALPHA 25 - 50 130 :

- maksimalna visina dizanja: 5 m
- maksimalni radni tlak: 10 bar
- maksimalna temperatura tekućine: 110 °C
- cijevni priključak: DN 25
- električni priključak: 230 V / 50 Hz

Pumpa u krugu grijanja ventilokonvektora

$$q_v = 6,85 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p_{\text{ventilokonvektora}} = 7,1 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{ventila}} = 2 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{cjevovoda}} = 25,003 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{ukupno}} = 34,1 \text{ kPa}$$

Pomoću računalnog programa Grundfos Webcaps odabrana je cirkulacijska pumpa TPE 40-60/4 A-F-A-BUBE

- maksimalna visina dizanja: 6 m
- maksimalni radni tlak: 10 bar
- maksimalna temperatura tekućine: 110 °C
- cijevni priključak: DN 40
- električni priključak: 230 V / 50 Hz

b) Pumpe hladne vode

Pumpa u krugu hladnjaka klima jedinice

$$q_v = 1,78 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p_{\text{izmjenjivača}} = 4,6 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{ventila}} = 3,2 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{cjevovoda}} = 9,5 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{ukupno}} = 17,3 \text{ kPa}$$

Pomoću računalnog programa Grundfos Webcaps odabrana je cirkulacijska pumpa TPE 25-50/2 A-O-A-BUBE

- maksimalna visina dizanja: 5 m
- maksimalni radni tlak: 10 bar
- minimalna temperatura tekućine: 0 °C
- cijevni priključak: DN 25
- električni priključak: 230 V / 50 Hz

Pumpa u krugu hlađenja ventilokonvektorima

$$q_v = 9,84 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\Delta p_{\text{ventilokonvektora}} = 10,1 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{ventila}} = 4,48 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{cjevovoda}} = 41,36 \text{ kPa}$$

$$\Delta p_{\text{ukupno}} = 56,21 \text{ kPa}$$

Pomoću računalnog programa Grundfos Webcaps odabrana je cirkulacijska pumpa MAGNA1 50-100F

- maksimalna visina dizanja: 10 m
- maksimalni radni tlak: 10 bar
- minimalna temperatura tekućine: 0 °C
- cijevni priključak: DN 50
- električni priključak: 230 V / 50 Hz

8.6. Odabir troputnih prekretnih ventila

Prekretni ventil služi za prekretanje sustava za grijanje ili hlađenje.

Tip: Danfoss VRB 3 DN 50

Protok vode: 9,84 m³/h

Nazivni promjer : DN 50

$k_{vs} = 40 \text{ m}^3/\text{h}$

$\Delta p_{\text{vent}} = 4 \text{ kPa}$

8.7. Odabir ventilokonvektora

Tablica 33: Traženi i instalirani učin za uredske prostore – ljeto

	Broj prostorije	Naziv prostorije	Projektni topl. gubici [kW]	Učin ventilokonvektora [kW] Hlađenje-10/15 °C
Prizemlje	001	Gea Flex Geko Model 2	0,840	0,98
	002	Gea Flex Geko Model 3	1,183	1,47
	003	Gea Flex Geko Model 1	0,640	0,98
	004	Gea Flex Geko Model 1	0,534	0,98
	005	Gea Flex Geko Model 1	0,710	0,98
	006	Gea Flex Geko Model 2	0,547	0,98
	007	Gea Flex Geko Model 3	1,200	1,47
	008	Gea Flex Geko Model 1	0,029	0,49
	009	Gea Flex Geko Model 1	0,031	0,49
	010	Gea Flex Geko Model 1	0,179	0,98
Kat	012	Gea Flex Geko Model 4	1,354	1,7
	013	Gea Flex Geko Model 3	2,112	2,94
	014	Gea Flex Geko Model 1	0,890	0,98
Ukupno			10,249	15,42

Tablica 34: Traženi i instalirani učin za uredske prostore – zima

	Broj prostorije	Naziv prostorije	Projektni topl. gubici [k W]	Učin ventilokonvektora [kW] Grijanje-50/40 ° C
Prizemlje	001	Gea Flex Geko Model 2	0,552	1,6
	002	Gea Flex Geko Model 3	0,334	1,98
	003	Gea Flex Geko Model 1	0,469	1
	004	Gea Flex Geko Model 1	0,730	1
	005	Gea Flex Geko Model 1	0,618	1
	006	Gea Flex Geko Model 2	1,121	1,6
	007	Gea Flex Geko Model 3	0,250	1,98
	008	Gea Flex Geko Model 1	0,237	1
	009	Gea Flex Geko Model 1	0,106	1
	010	Gea Flex Geko Model 1	0,484	1
Kat	011	Gea Flex Geko Model 4	2,182	2,54
	012	Gea Flex Geko Model 3	2,876	3,78
	013	Gea Flex Geko Model 1	0,941	1,6
Ukupno				21,08

Tablica 35: Traženi i instalirani učin – ljeto i zima - hala

Gea Flex Geko Model 8	Projektni topl. gubici [k W]	Projektno toplinsko opterećenje [k W]	Učin ventilokonvektora [k W] Hlađenje	Učin ventilokonvektora [k W] Grijanje	komada	Ukupno ljeto [kW]	Ukupno zima [kW]
	52,957	37,700	7,128	10,95	6	42,768	65,7

8.8. Odabir rashladnika vode:

Instalirani rashladni učin: - klima jedinice: 10,4 kW

- ventilokonvektori: 58,188 kW

Odabran je rashladnik vode CIAT AQUACIAT 2 LDH 300V za hlađenje glikolne smjese sa 12 ° C na 6 ° C.

Tip hladnjaka:

AQUACIAT LDH 300V

Proizvođač:

CIAT

Neto rashlani učin:

75,73 kW

Neto apsorbirana snaga :	28,07 kW
Neto EER :	2,69
Neto ESEER :	4,01

Kompresor:

- način pokretanja:	diretno u seriji
- broj kompresora:	2
- kontrola snage :	100-50-0 %
- vrsta ulja za podmazivanje:	polyester POE 3MAF
- količina ulja u sustavu :	11 l
Radna tvar: R410A	
Punjenje radnom tvari:	11 kg

Isparivač :

-sadržaj vode:	7,71 l
- temperatura ohlađene vode (min/max) :	-12/+18 °C
- maksimalni protok vode :	26,3 m ³ /h
- minimalni protok vode :	8,8 m ³ /h
- priključak:	G2"
- maksimalni tlak:	4 bar

Zrakom hlađeni kondenzator:

- ventilator:	800 mm
- broj x snaga:	1x1,6 kW
- protok zraka:	21700 m ³ /h
Volumen spremnika:	200 l
Ekspanzijska posuda:	18 l
Standardna pumpa:	no. 40

8.9. Odabir plinskog kotla

Ukupni potrebni toplinski učin iznosi $\phi_G = \phi_{\text{ventokonvektori}} + \phi_{\text{Klima jedinice}} = 89,820 \text{ kW}$

Odabran je kondenzacijski plinski kotao:

Proizvođač:	Viessmann
Tip:	Vitodens 200-W

Kapacitet:	100 kW
Duljina:	530 mm
Širina:	480 mm
Visina:	850 mm
Težina:	83 kg
Priključak polaznog voda:	ϕ 42 mm
Priključak povratnog voda :	ϕ 42 mm
Priključak tlaka plina :	2 kPa
Priključak za odvod kondenzata:	ϕ 20-24 mm
Maksimalni volumski protok:	7165 l/h
Dozvoljeni radni tlak :	6 bar

- uz kondenzacijski kotao odabrana je i regulacija kotla Vitotronic 200, tip HO1B za pogon vođen vremenskim prilikama

9. Odabir ekspanzijske posude u krugu grijanja

9.1. Krug grijanja

Minimalni volumen zatvorene ekspanzijske posude računa se prema :

$$V_{n,min} = (V_e + V_V) \frac{p_e + 1}{p_e - p_0} [l]$$

gdje je:

V_e – volumen širenja vode u litrama uslijed povišenja temperature od 10 ° C do maksimalne temperature polaznog voda [l]

V_V – dodatni volumen; oko 0,5 % volumena vode u instalaciji, min 3 litre

p_e – projektni krajnji tlak, povezan sa točkom otvaranja sigurnosnog ventila [bar]

p_0 – primarni tlak ekspanzijske posude (tlak prilikom isporuke)

Određivanje ukupnog volumena vode u sustavu V_A

- količina vode u cijevnom razvodu i uređajima:

Tablica 36:Količina vode u cijevnom razvodu

Uređaj	Komada	Količina vode [l]	Ukupno [l]
Ventilokonvektor Gea model 1	9	0,5	4,5
Ventilokonvektor Gea model 2	1	0,9	0,9
Ventilokonvektor Gea model 3	3	0,9	2,7
Ventilokonvektor Gea model 4	1	1,3	1,3
Ventilokonvektor Gea model 8	6	1,9	11,4
Grijač - klima jedinica	2	2,4	4,8
Kotao	1	20	20
		Suma	45,6

Tablica 37:Količina vode u uređajima

Uređaj	Komada	Količina vode [l]	Ukupno [l]
Ventilokonvektor Gea model 1	9	0,5	4,5
Ventilokonvektor Gea model 2	1	0,9	0,9
Ventilokonvektor Gea model 3	3	0,9	2,7
Ventilokonvektor Gea model 4	1	1,3	1,3
Ventilokonvektor Gea model 8	6	1,9	11,4
Grijač - klima jedinica	2	2,4	4,8
		Suma	25,6

-ukupna količina vode u sustavu $V_A = 237 \text{ l}$

Koeficijent širenja vode sa 10 na 50 °C $n = 1,15$

$$V_e = \frac{n * V_A}{100} = 3,1 \text{ l}$$

$$V_{n,min} = (V_e + V_v) \frac{p_e + 1}{p_e - p_0} = 14,33 \text{ l}$$

Odabrana je ekspanzijska posuda proizvođača Flamco:

Tip:	Flexcon C18
Volumen posude:	18 l
Tlak tvorničkog predpunjenja:	1,5 bar
Dimenzije $\Phi \times H$:	328x328
Priključak :	$\frac{3}{4}$ "
Masa :	3,7 kg

9.2. Krug hlađenja

Postupkom koji se identičan predhodnom odabire se ekspanzijska posuda za rashladni sustav.

Količina hladne vode u sustavu:

$$V_A = 249 \text{ l}$$

$$V_e = \frac{n * V_A}{100} = 0,92 \text{ l}$$

$$V_{n,min} = (V_e + V_v) \frac{p_e + 1}{p_e - p_0} = 4,48 \text{ l}$$

Odabrana je ekspanzijska posuda:

Proizvođač:	Flamco
Tip:	Flexcon C 8
Volumen:	8 l
Tlak predpunjenja:	1,5 bar
Dimenzije $\Phi \times H$:	245x304
Priključak:	$\frac{3}{4}$ "
Masa:	2,2 kg

10 . Tehnički opis funkcije termotehničkog sustava

U ovom je radu izrađen projekt sustava grijanja, hlađenja i ventilacije proizvodne hale i uredskih prostora.

Održavanje mikroklimatskih uvijeta u proizvodnoj hali i uredskim prostorima ostvarno je pomoću dvocijevnog ventilokonvektorskog sustava grijanja i hlađenja sa mogućnošću prekretanja te niskotlačne centralne ventilacije.

Sustav ventilokonvektora koristi se za pokrivanje toplinskog opterećenja ljeti te toplinskih gubitaka zimi. Dvocijevni sustav sa mogućnošću prekretanja znači da sustav istovremeno može obavljati samo jednu radnju to jest ili radi u režimu grijanja zimi ili u režimu hlađenja ljeti bez mogućnosti istovremenog grijanja i hlađenja.

10.1. Sustav grijanja

Krug grijanja se sastoji od kondenzacijskog kotla Viessmann VITODENS 200 W ogrjevnog učina od 100 kW i temperaturnog režima 50/40 ° C. Hidraulička skretnica Veissmann u kotlovskom krugu služi za odvajanje primarnog i sekundarnog cirkulacijskog kruga čime je osigurano uravnoteženje primarnog i sekundarnog kruga od kojih svaki ima svoje cirkulacijske pumpe. Na razdjelnik ogrijevnog medija priključena su dva kruga potrošača. Prvi krug potrošača su grijači klima jedinica koji služe za pripremu zraka niskotlačne ventilacije. Izmjenjivače klima jedinice opskrbljuje frekventno regulirana puma Grundfoss ALPHA 20-40 130 koja se automatski prilagođava promjeni radnog režima sustava grijanja. Ventilokonvektorski krug također opskrbljuje frekventno regulirana pumpa Grundfos TPE 50-60/4. Dodatna prednost pumpi sa promjenjivom brzinom vrtnje je ta da uslijed rada regulacijskih ventila dolazi do kolebanja protoka u sustavu koji se očituje promjenom tlaka u sustavu. Elektronička regulacija pumpe prepozna porast otpora te smanjuje dobavu, pri čemu se štedi energija potrebna za pogon pumpi.

Automatsku regulaciju kotla omogućuje Viessmann VITOTRONIC 200, tip HO1b, za pogon vođen vanjskom temperaturom. Time je omogućena regulacija temperature vode u kotlu i/ili temperature polaznog voda koja je vođena prema vanjskim uvjetima. Informacija o vanjskim uvjetima dobiva se od vanjskog osjetnika temperature koji je spojen na VITOTRONIC

regulaciju kotla. U sklopu standardne armature sustava grijanja nalaze se nepovratni ventili filtri te zaporni ventili.

10.2. Sustav hlađenja

Za potrebe hlađenja ljeti predviđena je ugradnja rashladnika vode proizvođača CIAT, AQUACIAT 2 kapaciteta 67,82 kW . U isparivaču hladnjaka hladi se trideset postotna otopna etilen-glikola u temperaturnom režimu 7/12 °C koju pumpa zatim tjera na pločasti izmjenjivač topline GEA FG10X20-70 učina 79,5 kW gdje preuzima toplinsko opterećenje od vode ventilokonvektorskog kruga hlađenja. Hladnjak vode sadrži svoj spremnik od 200 l , hidraulički modul i cirkulacijsku crpku. Predviđa se montaža na sjevernoj strani proizvodne hale na betonskom postolju.

Sa razdjelnika hlađenja voda sekundarnim pumpama putuje prema ventilokonvektorima te hladnjacima u klima jedinicama predajući rashladni učin prostoru odnosno kondicioniranom zraku. Temperaturni režim hlađenja je 10/15 °C.

Ventilokonvektori su proizvodi firme GEA , samostojeća izvedba sa GEA MATRIX sobnim regulatorom. Regulacija učinka ventilokonvektora ostvarena je na sljedeći način. Na polaznom vodu svakog ventilokonvektora nalazi se Danfoss ABQM tlačno neovisan i regulacijski ventil sa AME modulirajućim elektromotornim pogonom . ABQM omogućava učinkovit prijenos energije i minimalne troškove pumpanja prilikom upotrebe pumpe sa promjenjivom brzinom vrtnje jer ne dolazi do prevelikog protoka pri djelomičnom opterećenju zbog tlačno neovisnog ograničenja protoka. U slučaju da toplinsko opterećenje ljeti naglo poraste zidni regulator zapaža porast temperature u prostoriji te šalje signal modulirajućem elektromotornom pogonu ABQM ventila da otvori. Na taj se način povećao rashladni učin ventilokonvektora uz istovremenu hidrauličnu ravnotežu u sustavu.

10.3. Ventilacija

Niskotlačna ventilacija sastoji se od dvije odvojene klima jedinice koje opskrbljuju vanjskim zrakom uredske prostore i proizvodnu halu. Klima jedinice su proizvod firme Flaktwoods. Obje klima jedinice ostvaruju protok zraka od 1240 m³/ h. Klima jedinice su predviđene za vanjsku ugradnju na krovu uredskih prostora. Svaka od klima jedinica se sastoji u smjeru dobavnog zraka od usisne sekcije, fliterske sekcije, pločastog rekuperatora, hladnjaka grijača

prigušivača buke i ventilatora. Grijači klima jedinice opskrbljuju se vodom iz kotla u temperaturnim režimom 50 / 40 ° C. Hladnjaci vode opskrbljuju se hladnom vodom iz rashladnika temperaturnim režimom 10 / 15 ° C.

Sustav niskotlačne ventilacije dimenzioniran je prema količini zraka kojeg je potrebno ubaciti u prostore u kojima borave ljudi . U prostorima gdje ne borave ljudi potrebna količina zraka određena je minimalnim brojem izmjena zraka.

Zrak se pomoću kvadratnih kanala dovodi do distributora zraka. Za distribuciju zraka u uredskim prostorima odabrani su Klimaoprema krilasti distributeri DK. Zrak se u halu ubacuje pomoću istrujnih rešetki Klimaoprema AOH koje su montirane na priključnu kutiju PK.

Regulacija učina grijača i hladnjaka klima jedinica te prekretanje sustava za grijanje ili hlađenje realizirano je pomoću mikroprocesorskog regulatora Johnson Controls DX – 9200.

Regulator DX – 9200 regulira učin grijača klima jedinica tako da prati temperaturu zraka na izazu iz izmjenjivača. Ako ta vrijednost odstupa od zadane, šalje signal izvršnom elementu, u ovom slučaju AME elektromotornom pogonu pritvori ili otvori ventil.

Odisina ventilacija sanitarnih prostora ostvarena je pomoću DECOR – 100 odsisnih ventilatora. Protok zraka kroz pojedini ventilator je 95 m³ / h. Odsisna ventilacija čajne kuhinje riješena je pomoću kanalnog ventilatora Klimaoprema RK 100 LS sa protokom zraka od 75 m³/h i promjerom od 234 mm. Predviđene su prestrujne rešetke na zidovima sanitarija i kuhinje kako bi se tlačnom ventilacijom mogla nadoknaditi odsisana količina zraka.

11. Zaključak

Ovaj diplomski rad, prema postavljenom zadatku, predstavlja projektno rješenje termotehničkog sustava grijanja, hlađenja i ventilacije uredskih prostora i proizvodne hale na području grada Ludbrega.

Provedena je tehno-ekonomska analiza tri moguće varijante rješenja: centralne klimatizacije, zračno-vodenog sustava sa ventilokonvektorima te VRV sustava.

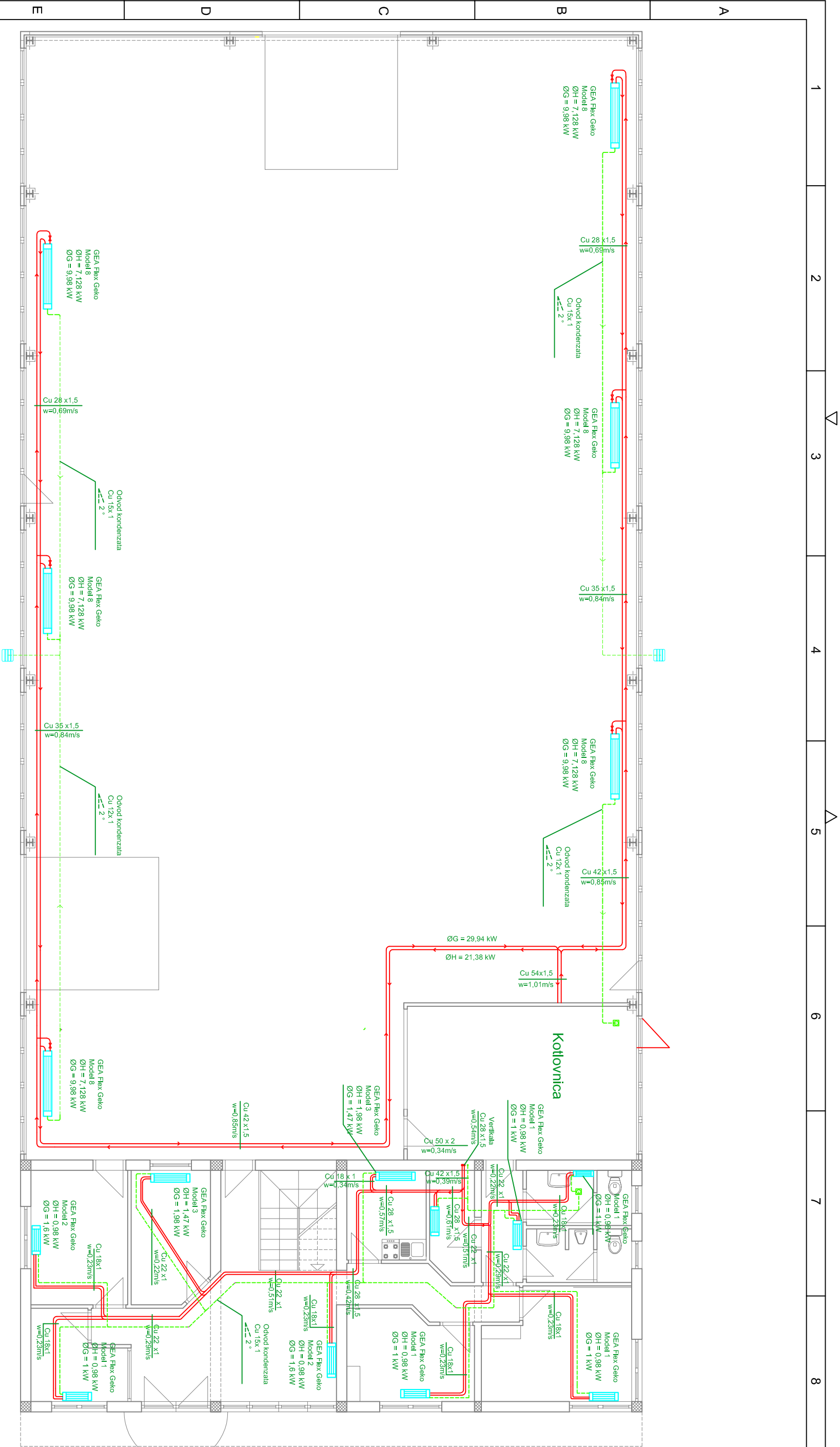
Kao optimalno rješenje odabran je zračno – vodeni sustav sa ventilokonvektorima. Budući da su proračunata toplinska opterećenja i toplinski gubici bili niski, a snage ventilokonvektora su relativno velike spušten je temperaturni režim grijanja na 50/40 ° C te je upotrebljen kondenzacijski kotao. Također se povisio i temperaturni režim hladne vode na 10/15 ° C što donosi značajne uštede energije i čini sustav učinkovitijim.

Odabirom kvalitetne automatske regulacije omogućuje se održavanje projektne temperature tijekom radnog vremena te snižene temperature kada ljudi ne rade što također donosi određene uštede.

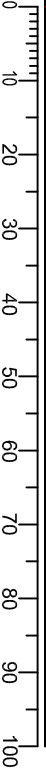
.

LITERATURA

- [1] Recknagel-Sprenger: Grijanje i klimatizacija, Građevinska knjiga Beograd 1984.
- [2] Galaso, I.: Određivanje toplinskog opterećenja prostorije, Sveučilišna tiskara Zagreb, 1992.
- [3] Labudović, B.: Osnove primjene dizalice topline, Energetika marketing Zagreb, 2009.
- [4] Gregurić, A.: Smjernice za projektiranje i izradu niskotlačnih kanala za ventilaciju i klimatizaciju
- [5] Katalog proizvođača Klimaoprema – protupožarne zaklopke
- [6] Balen, I.: Klimatizacija, podloge uz predavanja
- [7] Balen, I.: Sustavi toplovodnog grijanja, podloge uz predavanja
- [8] Katalog proizvođača Kampmann
- [9] Katalog proizvođača Klimaoprema, zračne zavjese XS
- [10] Katalog proizvođača Ciat, rashladnici vode i dizalice topline
- [11] Katalog proizvođača Danfos



Datum	Ime i prezime	Potpis
24.11.2014	Matia Gložinić	
24.11.2014	Matia Gložinić	
24.11.2014	Matia Gložinić	
Pregledao	prof.dr.sc.Igor Balen	
Objekt:	Mjerilo: 1:200	
Prizemlje-Skema	Objekt broj:	
cijevnog razvoda sustava	R. N. broj:	
grijanja i hlađenja		



1

2

3

4

5

6

7

8

A

B

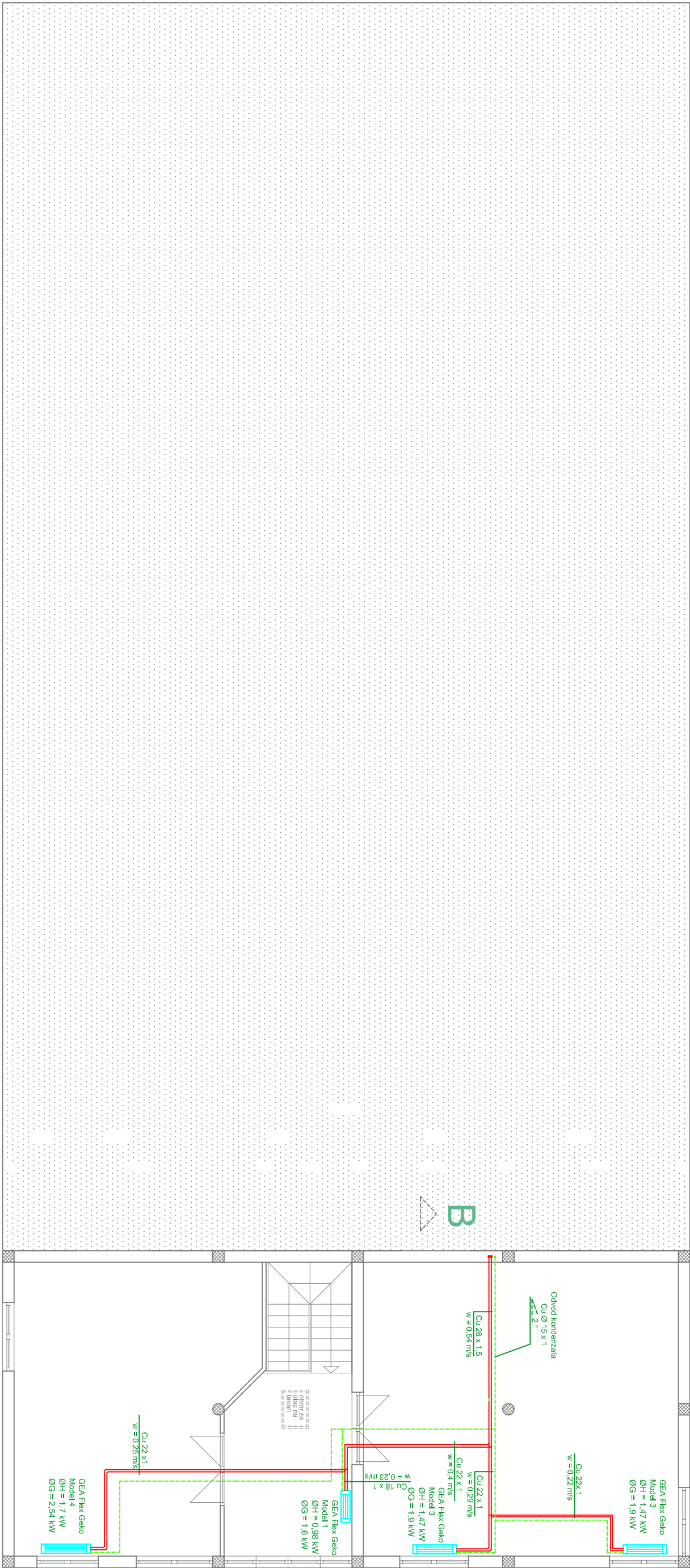
C

D

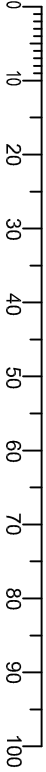
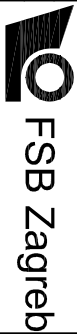
E

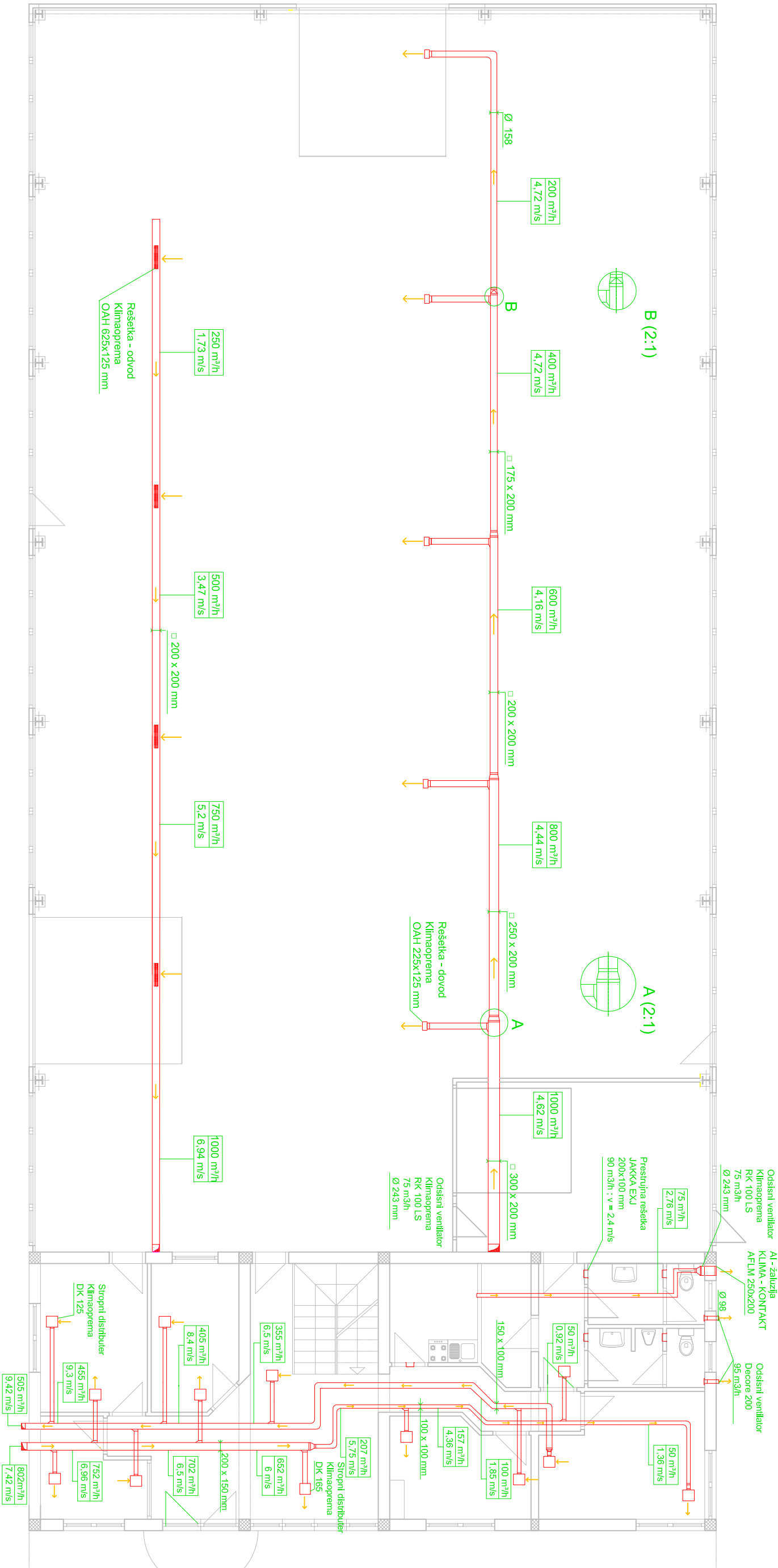
F

Design by
CADLab



	Datum	Ime i prezime	Potpis
Projektirao	24.11.2014	Matija Gložinić	
Razradio	24.11.2014	Matija Gložinić	
Crtao	24.11.2014	Matija Gložinić	
Pregledao	24.11.2014	prof. dr. sc. Igor Balen	
Objekt:	Kai-Shama cijevnog razvodnog sustava grijanja i hlađenja		
Mjerilo:	1:200	Objekt broj:	
		R. N. broj:	





Projektirao	Datum	Ime i prezime	Potpis
Razradio		Maija Gložinić	
Crtao		Maija Gložinić	
Pregledao		prof. dr. sc. Igor Balen	
Objekt: Prizemlje-SHEMA kanala za ventilaciju		Mjerilo: 1 : 200	Objekt broj: R. N. broj:

